

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический  
(институт)

ТиТМ  
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

190201.65 «Автомобиле – и тракторостроение»

код и наименование специальности

Автомобиль класса «Baja SAE» с разработкой подвесок колес  
тема

Пояснительная записка

Выпускник

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

Е.Н. Ластовецкий  
инициалы, фамилия

Руководитель

\_\_\_\_\_  
подпись, дата

В.А. Зеер  
инициалы, фамилия

Красноярск 2016

Продолжение титульного листа ДП по теме

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Технико-экономическое обоснование.....	8
2 Конструкторская часть.....	15
2.1 Обзор существующих конструкций .....	15
2.2 Зависимые подвески .....	15
2.3 Независимые подвески.....	16
2.4 Упругое устройство .....	20
2.5 Выбор конструкции подвески автомобиля .....	21
2.5.1 Направляющее устройств.....	21
2.5.2 Упругое и гасящее устройст.....	21
2.5.3. Кинематическая схема.....	22
2.6 Проектный расчет подвески.....	23
2.6.1 Проектный расчет передней подвески.....	23
2.6.2 Проектный расчет задней подвески.....	29
2.6.3 Проектный расчет пружины амортизатора.....	34
2.6.4 Расчет ступичного подшипника.....	35
2.7 Проверочный расчет.....	36
2.7.1 Проверочный расчет амортизатора.....	36
2.7.2 Проверочный расчет пружины .....	40
2.8 Требования к конструкции рулевого управления.....	41
2.9 Определение координат центра масс и опорных реакций, действующих на болид.....	43
2.9.1 Определение показателей устойчивости.....	44
2.9.2 Расчет и построение зависимости сил и моментов, действующих на болид, от скорости движения.....	45

2.9.1 Определение показателей маневренности болида графическим методом.....	48
2.9.5 Определение показателей маневренности болида расчетным методом.....	49
2.10 Определение основных параметров рулевого управления .....	51
2.10.1 Расчет деталей рулевого управления на прочность.....	53
2.10.2 Расчета зубчатого колеса и рейки.....	58
2.10.2.2 Напряжение изгиба рейки.....	60
2.10.2.3 Расчетное контактное напряжение.....	60
2.10.2.4 Расчет допускаемой по условию прочности окружной силы на реечном колесе.....	63
3 Технологическая часть.....	49
3.1 Анализ технологичности конструкции детали.....	65
3.2 Анализ вариантов технологических схем изготовления детали.....	68
3.3 Расчет технологических параметров.....	69
3.3.1 Определение размеров заготовки.....	69
3.3.2 Расчет ширины полосы материала для изготовления заготовки.....	70
3.3.3 Расчет шага расположения заготовок.....	70
3.3.4 Определение количества заготовок.....	71
3.4. Конструктивная часть.....	77
3.4.1 Обоснование конструктивной схемы штампа.....	77
3.4.2 Описание конструкции штампа, принцип действия.....	77
3.4.3 Применение стандартных элементов .....	80
4 Экономическая часть.....	82
4.1 Определение стоимости проекта.....	82
4.1.2 Затраты на комплектующие и изготовление деталей подвески...86	
4.1.3 Затраты на изготовление нестандартных деталей.....	86
4.1.3.1 Расчет затрат на слесарно-сборочные работы.....	87
4.1.3.2 Расчет затрат на штамповочные работы.....	88

4.1.4 Затраты на социальные нужды .....	90
4.1.4.1 Отчисления на социальные нужды конструктора .....	90
4.1.4.2 Отчисления на социальные нужды рабочих .....	91
4.1.5 Прочие затраты .....	91
4.1.6 Капитальные вложения на разработку и изготовления опытного образца передней и задней подвески и в целом баги согласно расчета ТЭО..	92
4.2 Расчет экономической эффективности проекта .....	93
4.2.1 Эффективность принятого конструкторского решения .....	93
5 Безопасность и Экологичность проекта .....	94
5.1 Введение .....	94
5.2 Характеристика помещения лаборатории испытания транспортных средств ГОСНИТЬ .....	94
5.3 Микроклимат .....	96
5.4 Анализ опасных и вредных факторов .....	97
5.5 Обеспечение вентиляции .....	101
5.6 Система освещения .....	102
5.7 Пожарная безопасность .....	103
5.8 Экологичность проекта .....	109
Заключение .....	111
Список используемых источников.....	112

## **ВВЕДЕНИЕ**

Автомобильный спорт существенно помогает улучшению эксплуатационных свойств гражданских автомобилей, является испытательной базой для новых технических решений. Студенческие инженерные соревнования «Багги», заключающиеся в проектировании и изготовлении болида, позволяют выпускникам приобрести необходимые компетенции.

Цель разработки: создание болида класса «Багги» с подвесками колес, рулевого механизма параметры, которых, отвечают всем требованиям данных соревнований.

Для достижения поставленной цели был разработан болид, обладающий меньшей трудоёмкостью технического обслуживания и подвески колес, рулевого механизма Багги.

## 1. Техничко-экономическое обоснование

В настоящее время в России и за рубежом уделяют значительное внимание проблеме организации различного рода спортивных мероприятий. Среди студентов значительный интерес приобретают студенческие соревнования класса «Baja SAE».

Соревнование Baja SAE (Society of Automotive Engineers – Сообщество Автомобильных Инженеров) впервые прошли в университете Южной Каролины в 1976 под руководством доктора John F. Stevens. С этого времени SAE Series Baja активно развивается в части расширения географии мест проведения соревнований и, конечно же, численности участников (технических вузов мира).

Цель соревнований Baja SAE заключается в проектировании и изготовлении каждой из команд вездеходного, спортивного, одноместного транспортного средства типа багги отвечающего требованиям регламента. В ходе соревнований команда студентов должна защитить конструкцию спроектированной машины, ее технико-экономические показатели и участвовать непосредственно в гонках на изготовленном опытном образце.

В городе Красноярске официальные соревнования на болидах не проводят из-за отсутствия необходимых сооружений и площадок.







Болиды в практической жизни найдут широкое применение (прокат, продажа в сборе и по запчастям), что расширит досуг как студентов, так и остальной активной части населения.

Для выбора базового автомобиля следует выявить аналоги. В таблице 1.1 приведены модели аналогов

На безопасность движения автомобиля в первую очередь влияют три системы: тормозное управление, рулевое управление и подвеска. В свою очередь эффективность работы тормозного и рулевого управлений зависит от эффективности работы и технического состояния подвески. Подвеска автомобиля обеспечивает плавность хода, отсутствие ударов, противодействует кренам кузова при поворотах, «клевкам» при торможениях и «приседаниям» при разгоне. Также подвеска обеспечивает минимальное изменение колеи и углов установки управляемых колес, отсутствие колебаний управляемых колес вокруг оси поворота; данные факторы напрямую влияют на эффективность работы рулевого управления автомобиля. От эффективной работы подвески зависит и утомляемость водителя, так как на организм человека влияют амплитуда, частоты, ускорения и интенсивность ускорений при колебаниях кузова автомобиля, эти параметры зависят от характеристики упругого элемента подвески и эффективности работы устройства гасящего колебания. Международной организацией по стандартизации разработаны стандарты, регламентирующие частоту колебаний и величину ускорений при колебаниях. Так как физиологически для человека наиболее привычными являются колебания с частотами, свойственными нормальной ходьбе (0,8-1,9 Гц), и при выходе частот колебаний кузова автомобиля за эти границы человек чувствует дискомфорт, снижается его работоспособность, внимание, быстро наступает утомляемость и, как следствие увеличивается риск возникновения ДТП.

В таблице 1.1 приведены результаты анализа конструкций подвесок, применяемых на автомобилях класса «Baja SAE»



Команда	Передняя подвеска		Задняя подвеска	
University of Wisconsin-Milwaukee who are part of the PTC-sponsored SAE Baja Team.	Двойные А-образные непараллельные неравные рычаги, привод упругого элемента от нижнего рычага через толкающую штангу		Двойные А-образные непараллельные неравные рычаги, привод упругого элемента от нижнего рычага через толкающую штангу	
Штат Айова (США)	Двойные А-образные рычаги. Моношочковая конструкция подвески.		Двойные А-образные рычаги. Моношочковая конструкция подвески.	
Cyclone Racing (США)	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости, амортизаторы Ohlins		Один А-образный рычаг толкающие тяги, амортизаторы Ohlins	

В результате анализа характеристик болидов, по таблице 1.1, за базовую модель по интересующим нас компонентам: простота изготовления, нужный ход подвески, нужный угол поворота колес, небольшая масса и низкая цена за счет использования отечественных материалов, можно принять модель багги «AutomotiveEngineersMiniBajatestdrives».

Такая конструкция позволяет наиболее лучшим образом разместить подвеску багги с точки зрения эргономики и распределения массы. Данная подвеска является независимой, на двойных поперечных А-образных рычагах неравной длины. Так как при невысокой себестоимости и простоте монтажа, она обеспечивает необходимые характеристики для багги



Рисунок 1.1 – Модель багги Automotive Engineers Mini Baja testdrives

После конструкторских расчетов, есть возможность построить модель аналогично базовой. Ниже приведен общий вид проектируемой подвески (Рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Общий вид проектируемой подвески

Конструкторские изменения в проектируемом варианте подвески в направлении уменьшения массы узла ориентировочные расчеты массы показали снижение ее за счет использования более легких материалов

Ориентировочно масса проектируемого узла уменьшится до 15 кг, что составляет 20% от массы подвески базового варианта. Это снизит цену подвески и болида в целом, как отмечено выше масса проектируемого болида составит 270 кг, а базового 285 кг.

Суммарные затраты, связанные с изготовлением проектируемого багги можно укрупненно определить исходя из методики расчета принятой в машиностроении:

$$C = C_6 / M_a = 550000 / 270 = 1964 \text{ руб/кг}; \quad (1)$$

Цена проектируемого  $C_n$  болида составит ориентировочно:

$$C_n = M_a \cdot C = 270 \cdot 1964 = 530357 \text{ руб}; \quad (2)$$

Сравнивая стоимость базового и проектируемого варианта экономия от снижения массы составит:

$$\mathcal{E}_m = C_6 - C_n = 550000 - 530357 = 19643 \text{ руб}; \quad (3)$$

Кроме того, потери, связанные с авариями болидов на соревнованиях, требуют последующего восстановления и использования запасных частей.

Стоимость запасных частей составляет:

Амортизатор – 9000 т.р.

Рычаг (в сборе) – 5000 т.р.

Тяга – 1500 т.р.

Поворотный кулак – 6000 т.р.

Возможные потери от приобретения необходимых запасных частей на один болид, составят 21500 руб., кроме этого потребуются дополнительные затраты на услуги слесаря.

Экономия за счет использования проектируемого варианта подвески ориентировочно составит 19643 руб.

Отсутствие аварийной ситуации, при использовании проектируемого варианта подвески, дает возможность почувствовать в соревнованиях на протяжении всего этапа.

Разработанное технико-экономическое обоснование проекта дает возможность сделать заключение на основе укрупненного расчета потерь и преимуществ применения проектируемого варианта подвески и поэтому тема дипломного проекта «Автомобиль класса «Baja SAE» с разработкой подвесок колес» является актуальной.

В таблице 1.2 показаны достоинства и недостатки рулевых механизмов.

Таблица 1.2 – Достоинства и недостатки

Модель	Рулевое управление при помощи рейки	Рулевое управление при помощи сошки	Рулевое управление при помощи троса
Рисунок			
Недостатки	Часто требует подтяжки или ремонта.  Применением в основном на лёгких автомобилях с независимой подвеской. управляемых колёс.	Большой вес.  Большое количество соединений.  Требуется частая подтяжка или ремонта.	Растяжка тросов.  Повышенный люфт.
Достоинства	Высокий КПД 0,98.  Простота и компактность конструкции.  Механизм с небольшим количеством тяг и шарниров не требует частого обслуживания,	Высокий КПД 0,97.  Простота конструкции.	Конструкция управления работает только на растяжение.  Облегченный монтаж.

ства	<p>Хорошая точность управления за счет высокой жесткости и малых люфтов.</p> <p>Хороший самовозврат руля в нейтральное положение.</p>		
------	---	--	--

Из выше отмеченных моделей рулевых механизмов актуальным выбором является зубчатый рулевой механизм, так как его отличает простота конструкции, высокий КПД 0,9-0,95, минимальная масса и дешевизна конструкции.

Согласно техническому заданию в проекте болида следует разработать конструкцию рулевого управления в соответствии с регламентом Baja SAE.

Представлена проектируемая модель рулевого управления (рисунок 1.2) болида при помощи программного обеспечения SolidWorks [1].



Рисунок 1.2 – Проектируемая модель рулевого управления

Вывод: ТЭО подтверждает актуальность проектируемого рулевого управления с реечным механизмом. Конструкция проектируемого рулевого управления даст возможность в эксплуатационных условиях повысить маневренность и устойчивость болида.

Тормозной механизм

Согласно нормативу эффективности рабочей тормозной системы, установившееся замедление автомобиля категории М М1 должно быть не менее  $4,9 \text{ м/с}^2$ , тормозной путь не более 16,6 м, время срабатывания тормозной системы 0,6 с. Данное условие будет выполняться при наличии тормозной системы ВАЗ 1111.

## 2 Конструкторский раздел

### 2.1 Обзор существующих конструкций

Подвеска автомобиля состоит из четырех основных устройств (Рисунок 1.1): направляющего, упругого, гасящего и стабилизирующего.



Рисунок 2.1 - Типы подвесок, классифицированных по различным признакам

Направляющее устройство подвески направляет движение колеса и определяет характер его перемещения относительно кузова и дороги. Направляющее устройство передает продольные и поперечные силы и их моменты от колеса к кузову автомобиля и наоборот.

Упругое устройство подвески смягчает толчки и удары, передаваемые от колеса на кузов автомобиля при наезде на дорожные неровности. Упругое устройство исключает копирование кузовом неровностей дороги и улучшает плавность хода автомобиля.

Гасящее устройство подвески уменьшает колебания кузова и колес автомобиля, возникающие при движении по неровностям дороги, и приводит к их затуханию. Гасящее устройство превращает механическую энергию колебаний в тепловую энергию с последующим ее рассеиванием в окружающую среду.

Стабтизирующее устройство подвески уменьшает боковой крен и поперечные угловые колебания кузова автомобиля.



## 2.2. Зависимые подвески.

Зависимы обладают рядом неоспоримых преимуществ:

- простотой и экономичностью изготовления;
- отсутствием изменений колеи, углов схождения и развала управляемых колес при ходах подвески, что обуславливает уменьшение изнашивания шин и улучшение устойчивости движения автомобиля, особенно на скользких и обледенелых дорогах;
- отсутствием изменения развала колес при кренах кузова во время движения на поворотах, т.е. сохранением величины бокового усилия, которое может передать шина;

Основными недостатками зависимых подвесок являются:

- большие неподрессоренные массы (балка, главная передача, полуоси, рессоры, дышло) и, как следствие, неудовлетворительная плавность хода автомобиля;
- взаимосвязанность положений колес, вследствие чего перемещение одного колеса в поперечной плоскости передается другому (Рисунок 2.2);

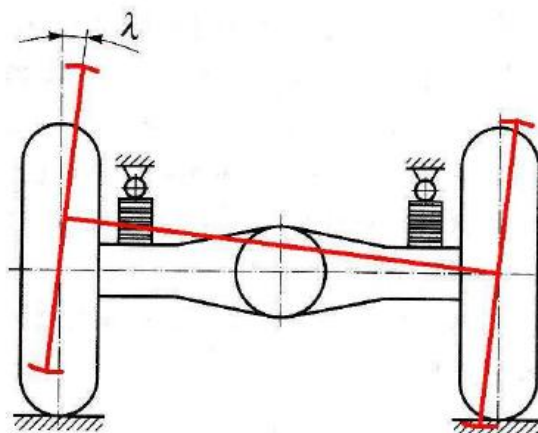


Рисунок 2.2 - Схема кинематики зависимой рессорной подвески

- склонность к уводу на опорных поверхностях, имеющих «поперечные волны», что связано с наклоном плоскостей вращения колес на угол  $\lambda$  при наезде на неровности.

Изменение угла  $\lambda$  при подъемах и опусканиях управляемых колес вызывает гироскопические моменты, которые, могут явиться причиной возникновения автоколебаний колес;

- возможность поворота (колебаний) оси в горизонтальной плоскости во время прямолинейного движения по опорной поверхности с выбоинами;

- необходимость наличия свободного пространства над задним ведущим мостом легкового автомобиля, соответствующего ходу сжатия подвески, что предопределяет уменьшение багажного отделения.

### 2.3. Независимые подвески

Независимая подвеска чаще всего устанавливается на Баги.

В независимой подвеске колеса одной оси не имеют между собой непосредственной связи и подвешены одно независимо от другого.

Перемещение одного колеса зависимой рессорной подвески непосредственно другому не передается (Рисунок 2.3). Однако под действием дорожных возмущений в определенной степени изменяется положение кузова автомобиля, что вызывает деформации подвесок остальных колес и соответствующие их перемещения

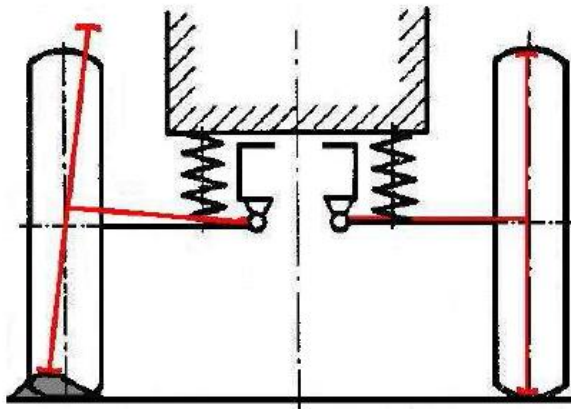


Рисунок 2.3 - Схема кинематики независимой пружинной подвески

Независимые подвески имеют небольшую массу и обеспечивают:

- малый наклон колес при переезде неровностей;
- более низкое расположение двигателя и пола багажника легкового автомобиля и, следовательно, меньшую высоту его центра масс;
- возможность создания низкопольных городских автобусов.

Широкие возможности варьирования кинематикой направляющих устройств независимых подвесок позволяют улучшать показатели управляемости и устойчивости автомобилей.



Независимые подвески в соответствии с конструкцией направляющего устройства подразделяют на рычажные (двух- и однорычажные), телескопические (безрычажные) и подвески Макферсон.

а) Однорычажная подвеска с качанием рычага в поперечной плоскости (Рисунок 2.4) по конструкции наиболее проста.

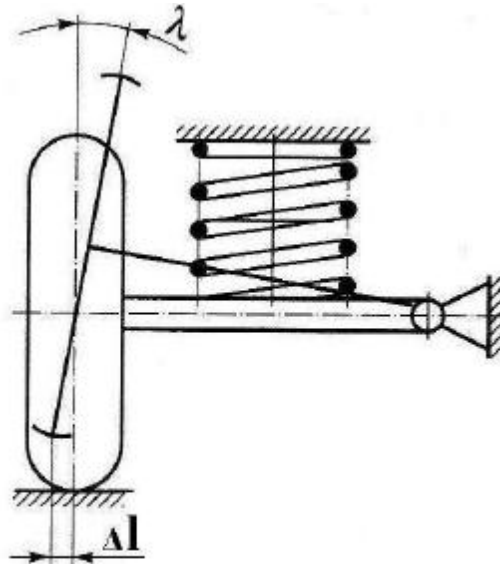


Рисунок 2.4 – Схема одно рычажной подвески

Ее работа, однако, сопровождается значительными угловыми изменениями плоскости вращения колеса  $\lambda$  и боковыми смещениями пятна контакта шины на дороге из-за изменения колеи  $\Delta l$ . Угловые изменения плоскости вращения колеса способствуют возникновению гироскопических моментов, поворачивающих колесо вокруг шкворня (или условной оси шкворня в бесшкворневой подвеске), и дополнительных боковых реакций со стороны дороги. Как боковые смещения колеса относительно дороги, так и качение наклоненного колеса приводят к повышенному износу шин и ухудшению курсовой устойчивости автомобиля.

б) Двухрычажные подвески с 60-х годов XX века являются наиболее распространенным типом передних подвесок легковых автомобилей классической компоновки. Их преимуществами являются:

- малая неподрессоренная масса;
- относительно небольшое пространство для размещения подвески, в связи с чем, достаточно большое подкапотное пространство между короткими верхними рычагами для продольного размещения рядных и V-образных, а иногда и поперечно расположенных двигателей;
- возможность при проектировании путём выбора определённой геометрии и относительного расположения рычагов задавать основные установочные

параметры подвески – изменение углов развала колёс и колеи при ходах сжатия и отбоя, высоту продольного и поперечного центров крена и другие;

- возможность противодействия изменению развала, обусловленному боковым креном кузова, при более коротких верхних рычагах подвески, что связано с наклоном колеса при ходе сжатия в сторону отрицательного развала, а при ходе отбоя – в сторону положительного;
- возможность корректирования управляемости и устойчивости автомобиля.

Подвеска на двух поперечных рычагах разной длины (Рисунок 1.5, б) позволяет при максимальном подъеме колеса ограничивать угол  $\lambda$  небольшой величиной ( $\sim 5...60$ ), при которой возникающий гироскопический момент гасится моментом сил трения в системе. Одновременно изменение колеи  $\Delta l$  должно компенсироваться упругостью шины и не вызывать ее проскальзывания по опорной поверхности. Изменение колеи  $\Delta l$  должно быть не более 4...5 мм, а отношение  $r_1 / r_2 = 0,55...0,65$ , что при ходе сжатия подвески обеспечивает выгодное с точки зрения кинематики изменение развала колёс в сторону отрицательного.

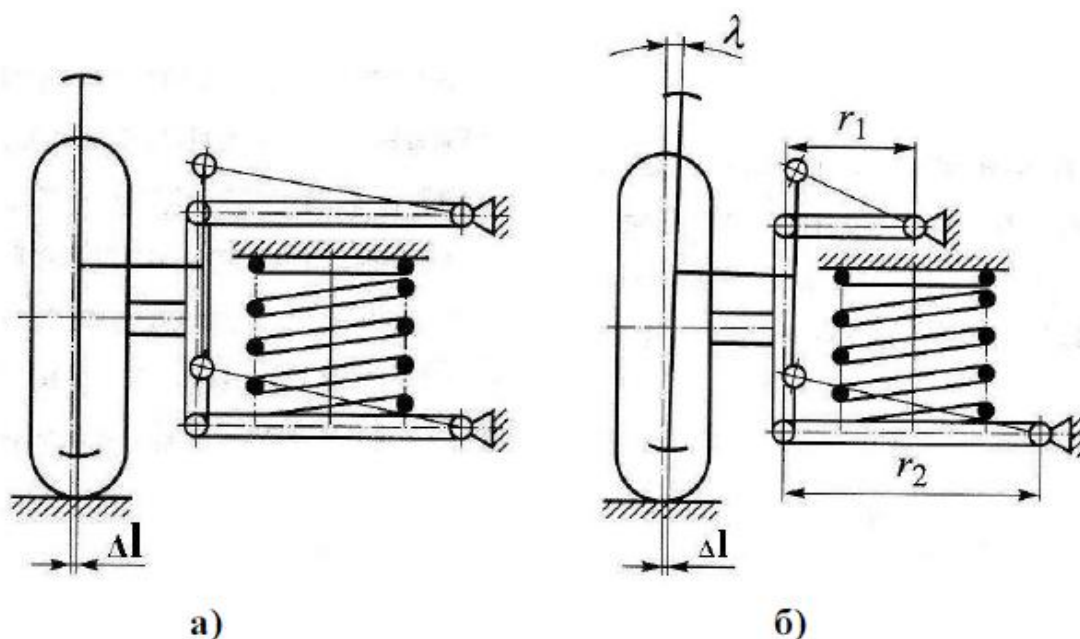


Рисунок 2.5 – Схемы двух рычажных подвесок с рычагами одинаковой (а) и разной (б) длины

Считается, что с точки зрения кинематики и управляемости подвески на двойных поперечных рычагах имеют наиболее совершенный тип направляющего устройства. Это обуславливает очень широкое их распространение на спортивных и гоночных автомобилях, а также на

автомобилях представительского класса. В частности, все современные автомобили «багги» имеют именно такую подвеску как спереди, так и сзади.

## 2.4. Упругое устройство

### Спиральные пружины

Спиральные пружины (Рисунок 2.6) нашли наиболее широкое применение в подвесках легковых автомобилей и независимых подвесках малотоннажных грузовых автомобилей и автобусов. По сравнению с рессорами они компактны, имеют малую массу, большие энергоемкость и долговечность, обеспечивают автомобилю высокую плавность хода и не требуют технического обслуживания. В то же время, в пружинах практически отсутствует трение, и они могут передавать только силы, действующие вдоль оси, поэтому пружинная подвеска требует наличия сложного направляющего и эффективного демпфирующего устройств. Немаловажным фактором является удобство установки пружин соосно амортизаторам или стойкам подвески, либо между рычагами и кузовом.



Рисунок 2.6 – Спиральная пружина

В подвесках применяют цилиндрические, конические и бочкообразные пружины. При сжатии пружины ее витки сближаются и закручиваются. У цилиндрических пружин при деформации расстояние между витками сохраняется, и они имеют линейную характеристику жесткости (упругости), т.е. деформация пропорциональна приложенному усилию, а жесткость постоянна.

Конические и бочкообразные пружины имеют переменную жесткость. Это обеспечивается формой пружин, переменным шагом их навивки или

изготовлением из прутка переменного диаметра. При сжатии пружин с переменным шагом навивки сначала сближаются менее жесткие витки, а после их соприкосновения в работу вступают более жесткие.

## 2.5 Выбор конструкции подвески багги.

### 2.5.1. Направляющее устройство

Среди независимых подвесок наиболее подходящей была признана подвеска на двойных поперечных рычагах. Преимуществом данного типа подвески является возможность путем изменения длин рычагов и их расположения влиять на изменение развала, схождения и колеи. Также преимуществом данного типа подвески по сравнению с зависимой является отсутствие балки моста, которая вызывает компоновочные трудности. При этом подвеску на двойных поперечных рычагах можно выполнить с широким диапазоном регулировок без использования сложного технологического оборудования. В силу перечисленных особенностей предлагается использовать данную схему, как для передней, так и для задней подвески.

независимую подвеску на двойных поперечных рычагах и упругих элементах, совмещенных с амортизаторами. Такая схема позволяет получить большой ход колеса по вертикали, что очень важно на трассах.

### 2.5.2. Упругое и гасящее устройство

В качестве упругого и демпфирующего элемента, на автомобилях класса «Багги», используются однотрубные амортизаторы с установленными на них пружинами. Для уменьшения длины амортизатора камера газового компенсатора выносится в сторону, как изображено на рисунке 1.7.



Рисунок 1.7 – Амортизатор

Подвеска на двойных поперечных рычагах допускает большое количество вариантов расположения, упругого и демпфирующего элементов.

### 2.5.3. Кинематическая схема

Схема 1: «Прямое действие амортизатора» (Рисунок 2.8)

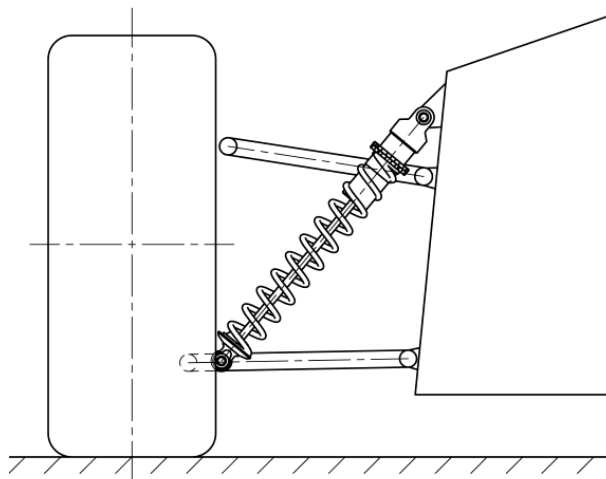


Рисунок 2.8 - Прямое действие амортизатора

Для автомобилей класса «Багги» «классическая» схема расположения амортизатора, когда перемещение на амортизатор передается непосредственно от нижнего рычага (Рисунок 2.8) распространена, так как необходимо использовать амортизаторы большой длины, соответственно, обладающие большой массой, простота конструкции. Амортизатор крепится к нижнему рычагу на минимальном расстоянии от стойки подвески для уменьшения изгибающих сил, действующих на рычаг и правильного согласования хода амортизатора с ходом подвески. Преимуществом данной схемы является простота и высокий КПД, ввиду отсутствия промежуточных элементов.

Схема 2: «Пулрод – тянущая тяга (Рисунок 2.9)

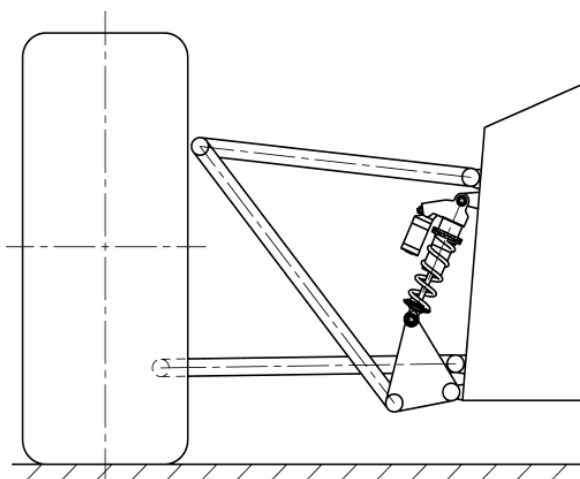


Рисунок 2.9 - Схема «Пулрод»

Также как и в предыдущей схеме, перемещение на амортизатор передается через тягу и маятник (Рисунок 2.9), поэтому она обладает всеми преимуществами предыдущей. Однако отличительной особенностью данной схемы является то, что тяга маятника при сжатии подвески работает на растяжение, что исключает возможность потери устойчивости. Таким образом, тягу можно облегчить, сделав ее меньшего диаметра. Другим преимуществом является то, что амортизаторы при такой схеме располагаются в нижней части рамы, благодаря чему несколько снижается центр масс автомобиля

## 2.6 Проектный расчет подвески

### 2.6.1 Проектный расчет передней подвески

Для расчета параметров передней подвески составим массив исходных данных (Таблица 2.1)

Таблица 2.1 – Массив исходных данных

Статический радиус колеса	0,263	м
Масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось	120	кг
Коэффициент сцепления	0,9	
Количество колес, приходящееся на ось	2	

Основные размеры направляющего устройства подвески определяют, исходя из трех случаев нагружения: торможение, занос, прямолинейное движение.

Размеры рычагов направляющего устройства определяют по наиболее нагруженному из трех рассмотренных случаев.

#### 1) Торможение

Вертикальная сила, действующая на колесо передней подвески

$$R_z = \frac{m_{\Pi} \times g}{2} = \frac{120 \times 9,8}{2} = 588 \quad (2.1)$$

В первом расчетном случае нагружения действует вертикальная  $R_z$  и горизонтальная  $R_x$  силы, боковое усилие  $R_y$  отсутствует (Рисунок 2.19 )

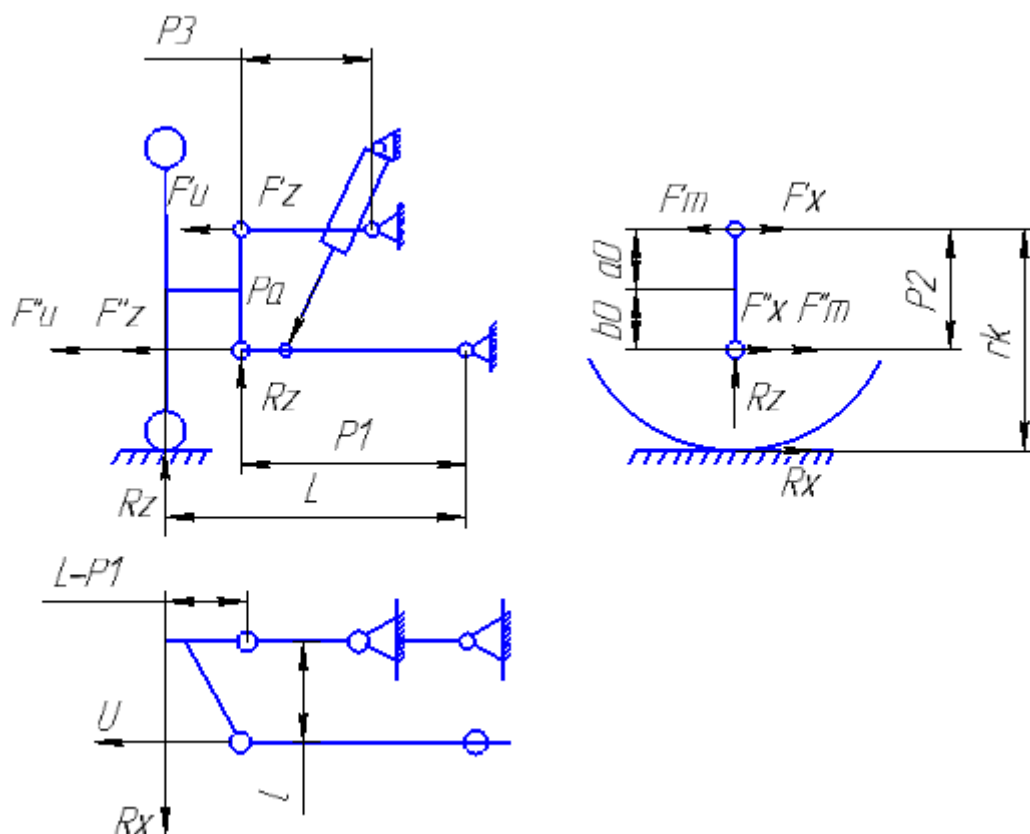


Рисунок 2.19 - Схема сил, действующих на направляющее устройство передней подвески при торможении

Сила  $R_z$  на плече  $(L-p_1)$  создает момент, уравновешиваемый моментом на вертикальной стойке. Возникающие при этом силы

$$F_z'' = \frac{R_z \times (L-p_1)}{p_2} = \frac{595,35 \times 0,01}{0,2} = 29,76 \quad (2.2)$$

$$F_z' = \frac{R_z \times (L-p_3)}{p_2} = \frac{595,35 \times 0,033}{0,2} = 98,23 \quad (2.3)$$

Тормозная сила создает на вертикальной стойке момент, действующий в продольной плоскости.

$$M_t = R_x \times r_k = 529,2 \times 0,263 = 139,17 \quad (2.4)$$

Усилие  $R_x$  приложено к оси поворотной цапфы. Тормозной момент в шарнирах рычагов вызывает усилия

$$F'_m = F''_m = R_x \times \frac{r_k}{p_2} = 529.2 \times \frac{0,263}{0,2} = 695,898 \quad (2.5)$$

Максимальное значение силы  $R_x$  равно силе сцепления колеса с дорогой

$$R_x = R_z \times \phi = 588 \times 0,9 = 529.2 \quad (2.4)$$

Усилие  $R_x$  приложено к оси поворотной цапфы. Тормозной момент в шарнирах рычагов вызывает усилия

$$F'_m = F''_m = R_x \times \frac{r_k}{p_2} = 529,2 \times \frac{0,263}{0,2} = 695,89 \quad (2.5)$$

Максимальное значение силы  $R_x$  равно силе сцепления колеса с дорогой

$$R_x = R_z \times \phi = 588 \times 0,9 = 529,2 \quad (2.6)$$

Под действием тормозной силы на шарнирах возникают силы

$$F'_x = R_x \times \frac{b_0}{p_2} = 139,17 \times \frac{0,1}{0,2} = 69,5 \quad (2.7)$$

На передней оси, тормозная сила  $R_x$  относительно оси шарниров создает также момент, стремящийся повернуть колеса относительно оси шкворня. Этот момент уравнивается моментом от силы  $U$ , действующим на поперечную рулевую тягу.

$$U = R_x \times \frac{(L-p_1)}{l} = 139,17 \times \frac{0,01}{0,12} = 11,59 \quad (2.8)$$

Сила  $U$  обуславливает в шарнирах стойки возникновение сил  $F'_u$  и  $F''_u$

$$F''_u = R_x \times \frac{(L-p_1)}{l} \times \frac{b}{p_2} = 139.17 \times \frac{0,01}{0,12} \times \frac{0,1}{0,2} = 5,79 \quad (2.9)$$



$$F_u' = R_x \times \frac{(L-p_3)}{l} \times \frac{b}{p_2} = 139,17 \times \frac{0,033}{0,13} \times \frac{0,1}{0,2} = 17,16$$

(2.10)

Таким образом, верхний рычаг работает на сжатие или продольный изгиб от усилий  $P_{пр}$ ,  $(F_b' - U_b')$  и  $(F_m' - F_x')$ , а нижний – на изгиб от усилий  $R_z$  и  $(F_m'' + F_x'')$ , а также на растяжение от усилия  $(F_u'' + F_z'')$

## 2) Занос

При втором случае нагружения учитывают вертикальные силы, действующие на колеса  $R_{zl}$  и  $R_{zn}$ , а также боковые силы  $R_{yl}$  и  $R_{yn}$ . При этом  $R_x = 0$ . Эти силы (Рисунок 2.20) подсчитывают по формулам:

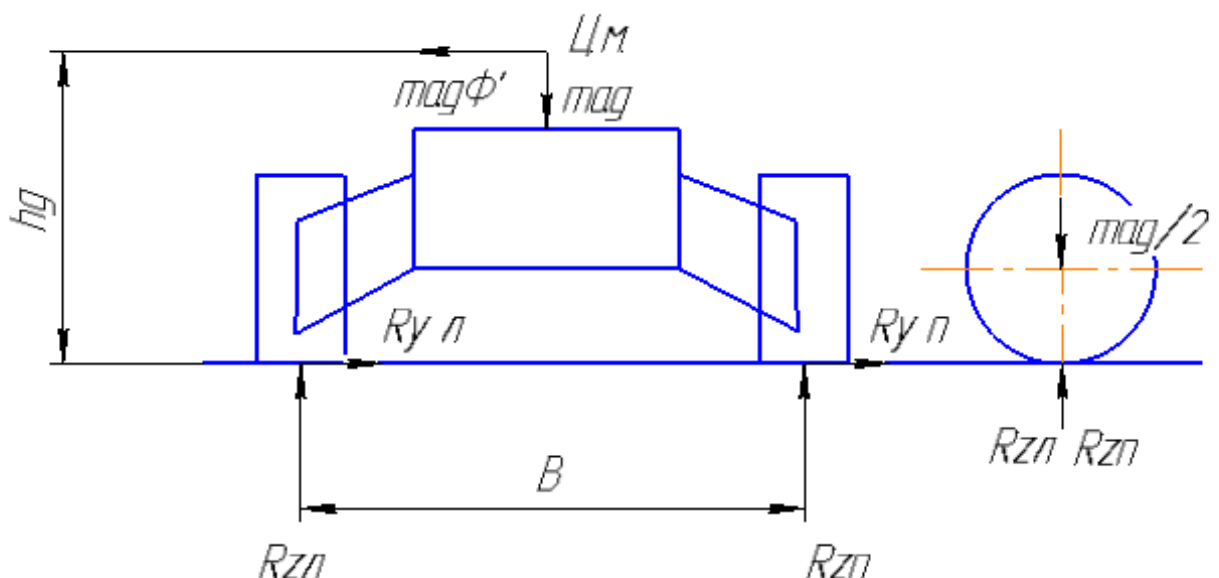


Рисунок 2.20 - Схема сил, действующих на переднюю подвеску при заносе автомобиля

$$R_{zl} = R_{zn} = \frac{m_{a3} \times g}{2} \times \left(1 + \frac{\phi \times 2hg}{B}\right) \quad (2.11)$$

$$R_{zl} = R_{zn} = \frac{120 \times 9,8}{2} \times \left(1 + \frac{1 \times 0,542}{1,2}\right) = 691,48$$

При боковом скольжении коэф. сцепления колеса с дорогой принимают  $\phi' = 1$

$$R_{yл} = R_{yп} = \phi' R_{zл} \quad (2.12)$$

$$R_{yл} = R_{yп} = 1 \times 691,48 = 691,48$$

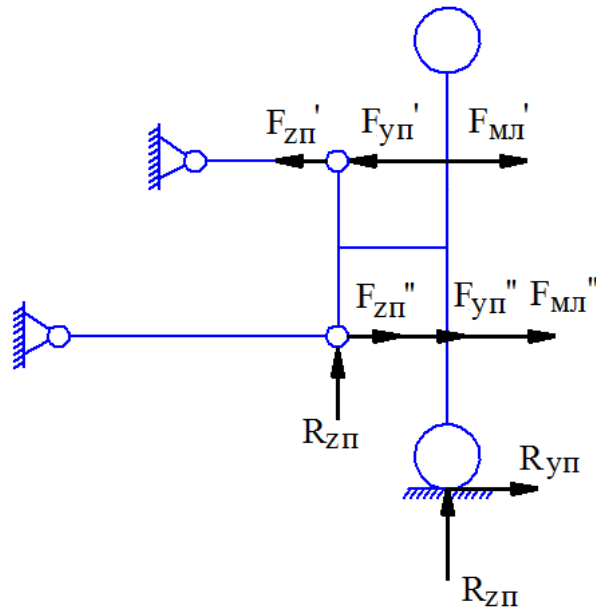


Рисунок 2.21 – Схема сил

Сила  $R_{zл}$  создает момент и нагружает рычаги усилиями

$$F_{zл}'' = R_{zл} \times \frac{(L-p_1)}{p_2} \quad (2.13)$$

$$F_{zл}'' = 691,48 \times \frac{0,01}{0,2} = 34,57$$

$$F_{zл}' = R_{zл} \times \frac{(L-p_3)}{p_2} \quad (2.14)$$

$$F_{zл}' = 691,48 \times \frac{0,033}{0,2} = 114,09$$

Боковая сила создает усилия на рычагах

$$F'_{ул} = F''_{ул} = R_{ул} \times \frac{b_0}{p_2} \quad (2.15)$$

$$F'_{ул} = F''_{ул} = 691,48 \times \frac{0,01}{0,2} = 34,5$$

Момент, обусловленный боковой силой, создает в рычагах силы

$$F'_{мл} = F''_{мл} = R_{ул} \times \frac{r_k}{p_2} \quad (2.16)$$

$$F'_{мл} = F''_{мл} = 691,48 \times \frac{0,263}{0,2} = 909,29$$

Аналогичную формулу можно получить и при рассмотрении правой поворотной цапфы.

Верхний рычаг левой поворотной цапфы работает на сжатие или продольный изгиб от сил  $(F'_{ул} + F'_{зл} - F'_{мл})$  и на изгиб от силы  $P_{пр}$ , а нижний – на изгиб сил  $R_{зл}$  и на растяжение или сжатие от сил  $(F'_{ул} + F''_{мл} - F''_{зл})$

3) При рассмотрении третьего случая нагружения учитываем только вертикальную силу от статической нагрузки, принимая во внимание коэффициент динамичности

$$R_{z \max} = K_d \times 0,5 \times R_{z \text{ ст}} \quad (2.17)$$

$$R_{z \max} = 1,75 \times 0,5 \times 588 = 514,5$$

## 2.6.2 Проектный расчет задней подвески

Для расчета параметров задней подвески составим массив исходных данных (Таблица 2.2)

Таблица 2.2 – Массив исходных данных

Статический радиус колеса	0,263	м
Масса автомобиля, приходящаяся на заднюю ось	148,5	кг
Коэф сцепления	0,9	
Количество колес, приходящееся на ось	2	

Длины рычагов подвески определяются с помощью графического метода.

Расчет рычагов задней подвески выполняется аналогично расчету рычагов передней подвески.

Вертикальная сила, действующая на колесо задней подвески

$$R_z = \frac{m_{\text{п}} \times g}{2} = \frac{148,5 \times 9,8}{2} = 727,65 \quad (2.18)$$

### 1) Торможение

В первом расчетном случае нагружения действует вертикальная  $R_z$  и горизонтальная  $R_x$  силы, боковое усилие  $R_y$  отсутствует (Рисунок 2.22)

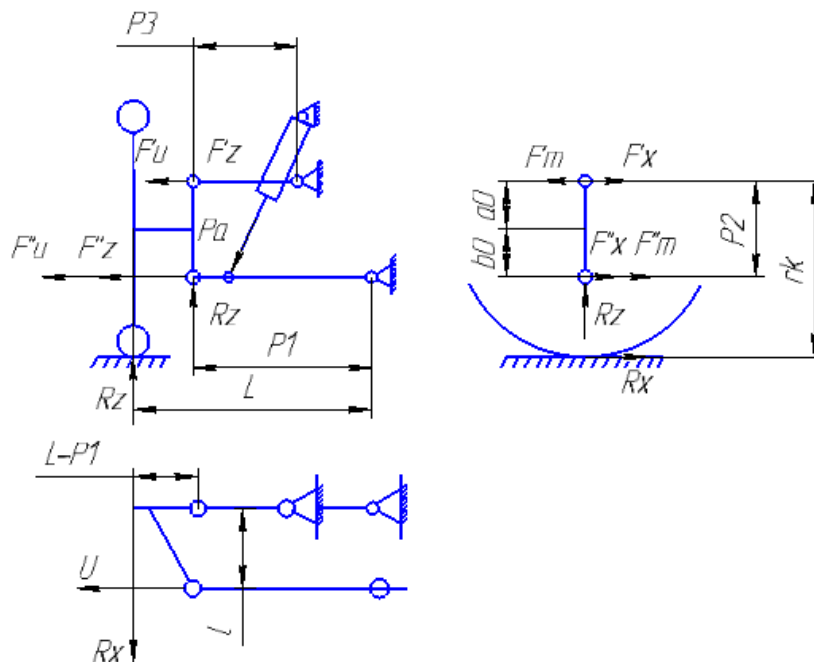


Рисунок 2.22 - Схема сил, действующих на рычаги задней подвески при торможении

Сила  $R_z$  на плече  $(L-p_1)$  создает момент, уравновешиваемый моментом на вертикальной стойке. Возникающие при этом силы

$$F_z'' = \frac{R_z \times (L - p_1)}{p_2}$$

$$F_z'' = \frac{727,65 \times 0,01}{0,2} = 38,38$$

$$F'_z = \frac{R_z \times (L - p_3)}{p_2}$$

$$F'_z = \frac{727,65 \times 0,033}{0,2} = 120,06$$

Тормозная сила создает на вертикальной стойке момент, действующий в продольной плоскости.

$$M_t = R_x \times r_k = 654,88 \times 0,263 = 172,23$$

Усилие  $R_x$  приложено к оси поворотной цапфы. Тормозной момент в шарнирах рычагов вызывает усилия

$$F'_m = F''_m = R_x \times \frac{r_k}{p_2}$$

$$F'_m = F''_m = 654,88 \times \frac{0,263}{0,2} = 861,16$$

Максимальное значение силы  $R_x$  равно силе сцепления колеса с дорогой

$$R_x = R_z \times \phi = 727,65 \times 0,9 = 654,88$$

Под действием тормозной силы на шарнирах возникают силы

$$F'_x = R_x \times \frac{b_0}{p_2} = 654,88 \times \frac{0,01}{0,2} = 32,74$$

Таким образом, верхний рычаг работает на сжатие или продольный изгиб от усилий  $P_{пр}$ ,  $F'_b$  и  $(F'_m - F'_x)$ , а нижний – на изгиб от усилий  $R_z$  и  $(F''_m + F''_x)$ , а также на растяжение от усилия  $F''_z$

2) Занос

При втором случае нагружения учитывают вертикальные силы, действующие на колеса  $R_{zл}$  и  $R_{zп}$ , а также боковые силы  $R_{yл}$  и  $R_{yп}$ . При этом  $R_x = 0$ . Эти силы (Рисунок 2.23) подсчитывают по формулам:

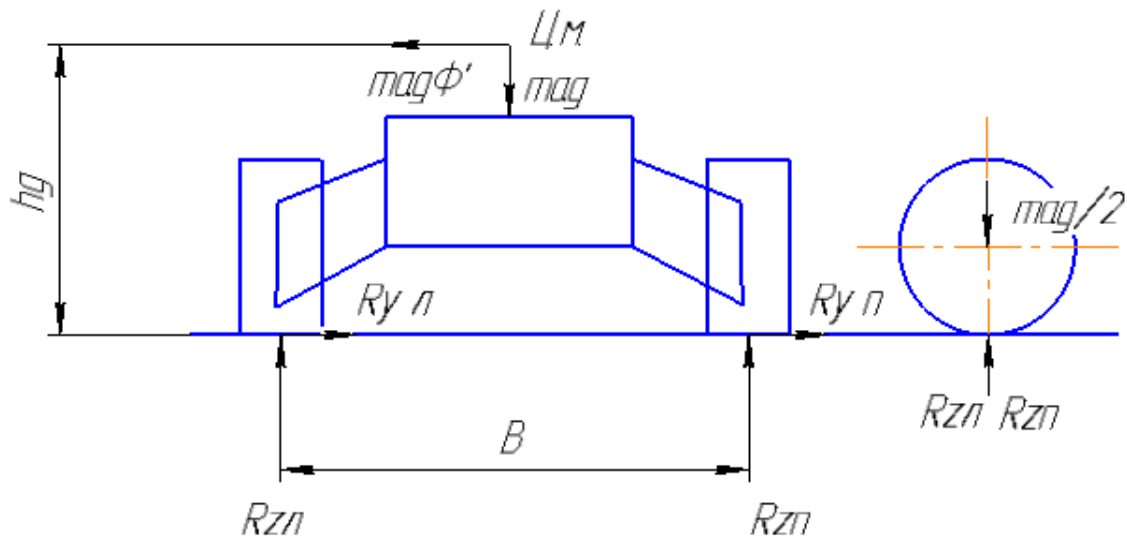


Рисунок 2.23 - Схема сил действующих на заднюю подвеску при заносе автомобиля

$$R_{zл} = R_{zп} = \frac{m_{аз} \times g}{2} \times \left(1 + \frac{B}{B}\right) = \frac{148,5 \times 9,8}{2} \times \left(1 + \frac{2 \times 0,246}{1,2}\right) = 1025,98$$

При боковом скольжении коэф. сцепления колеса с дорогой принимают  $\phi' = 1$

$$R_{yл} = R_{yп} = \phi' R_{zл} = 1025,98 \times 1 = 1025,98$$

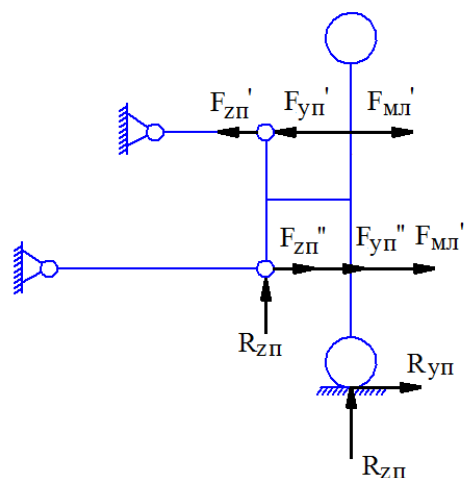


Рисунок 2.24 – Схема сил

Сила  $R_{zл}$  создает момент и нагружает рычаги усилиями

$$F''_{zl} = R_{zl} \times \frac{(L - p_1)}{p_2} = 1025,98 \times \frac{0,01}{0,2} = 51,29$$

$$F'_{zl} = R_{zl} \times \frac{(L - p_3)}{p_2} = 1025,98 \times \frac{0,033}{0,2} = 169,28$$

Боковая сила создает усилия на рычагах

$$F'_{yl} = F''_{yl} = R_{yl} \times \frac{b_0}{p_2} = 1025,98 \times \frac{0,1}{0,2} = 51,29$$

Момент, обусловленный боковой силой, создает в рычагах силы

$$F'_{ml} = F''_{ml} = R_{yl} \times \frac{r_k}{p_2} = 1025,98 \times \frac{0,263}{0,2} = 1349,16$$

Аналогичную формулу можно получить и при рассмотрении правой поворотной цапфы.

Верхний рычаг левой поворотной цапфы работает на сжатие или продольный изгиб от сил  $(F'_{yl} + F'_{zl} - F'_{ml})$  и на изгиб от силы  $P_{пр}$ , а нижний – на изгиб сил  $R_{zl}$  и на растяжение или сжатие от сил  $(F'_{yl} + F''_{ml} - F''_{zl})$

3) При рассмотрении третьего случая нагружения учитываем только вертикальную силу от статической нагрузки, принимая во внимание коэффициент динамичности

$$R_{z \max} = K_d \times 0,5 \times R_{z \text{ ст}} = 1,75 \times 0,5 \times 727,65 = 636,69$$

В связи относительной сложности конструкции с точки зрения геометрии как направляющего устройства в целом так и отдельных деталей можно предположить, что теоретический расчет на прочность и жесткость неизбежно приведет к существенной погрешности полученных результатов. Поэтому, с целью избежания этого, решено произвести нагружение модели подвески по средствам программного обеспечения ЭВМ. Моделирование подвески выполнено в программе SolidWorks, позволяющей создавать трехмерные модели. Причем немаловажным является факт возможности сопряжения деталей сваркой, что довольно проблематично учесть при теоретических расчетах. Нагружение осуществляется с

использованием приложения SolidWorks/KOSMOS. Данное приложение позволяет нагружать объемные модели с учетом механических свойств материала. Нагружение приведено исходя из значений сил, действующих на колесо при трех рассчитанных ранее режимах.

При изготовлении рычагов используются трубы 20x1 мм, материал сталь легированная. Минимальный коэффициент запаса прочности составил 1,4.

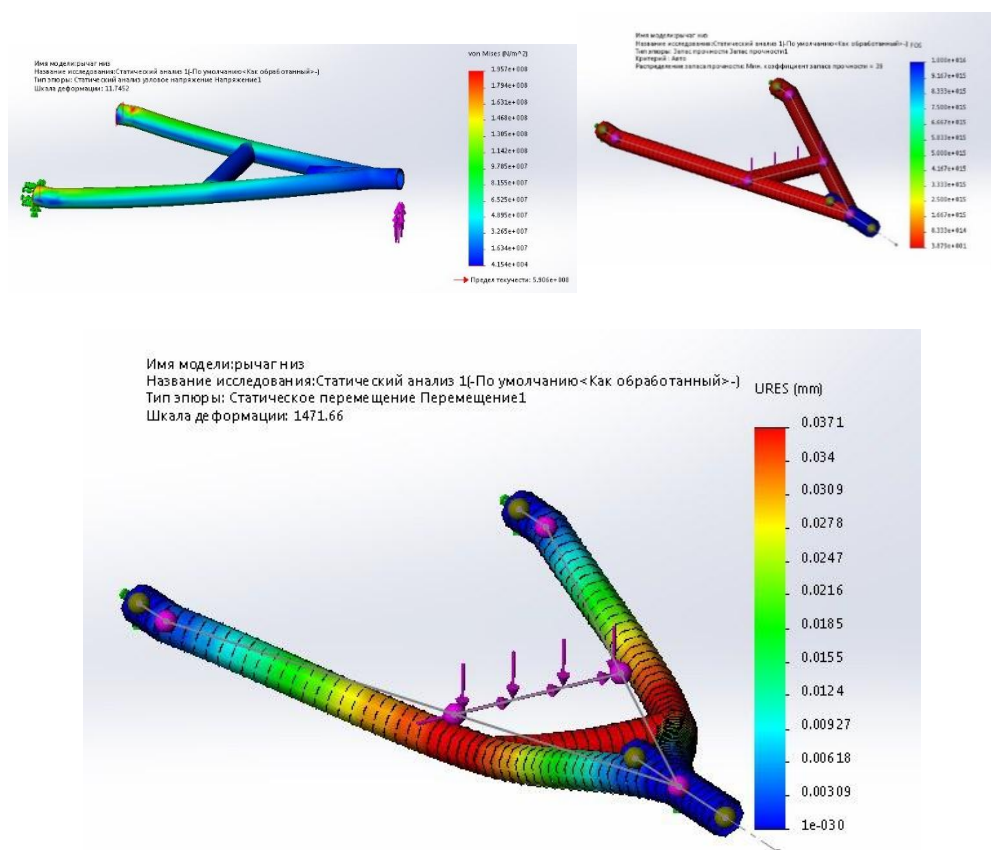


Рис. 2.25 – нагружение рычага

### 2.6.3 Проектный расчет пружины амортизатора

На рисунке 2.25 представлена схема для расчета пружины



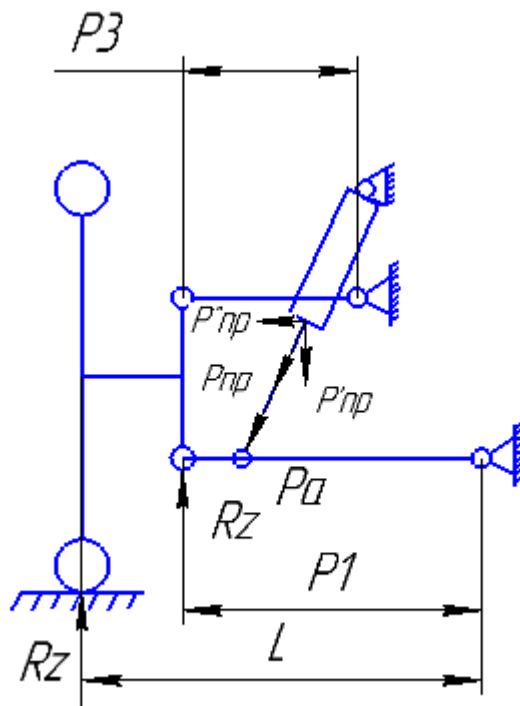


Рисунок 2.26 – Схема для расчета пружины

$$R_z \times L - P''_{np} \times b - P'_{np} \times a = 0 \quad (2.19)$$

$$P'_{np} = P_{np} \times \cos \alpha = 8856 \times 0,91 = 8058.96 \quad (2.20)$$

$$P''_{np} = P_{np} \times \sin \alpha = 8856 \times 0,40 = 3542.4 \quad (2.21)$$

Нагрузка на пружину:

$$P_{np} = -\frac{(R_z - g_k)L}{a} = -\frac{(588 - 6000) \times 0.450}{0.275} = 8856 \quad (2.24)$$

Прогиб пружины:

$$f_{np} = (0.200 \times 0.275) / 0.450 = 1.222$$

#### 2.6.4 Расчет ступичного подшипника

Расчет заключается в определении эквивалентной статической нагрузки в соответствии с ГОСТ 18854-82 «Подшипники скольжения. Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки»

За расчетный режим для подшипника скольжения поворотного кулака принимают движение с постоянной скоростью для наиболее нагруженного наружного по отношению к центру поворота колеса

$$R_z = (m_{\text{ап}} \times g / 2) (1 + (2h_g / B)(v_a^2 / R \times g)) \quad (2.27)$$

$$R_z = 588(1 + (2 \times 0.246 / 1.5)(5.52^2 / 12 \times 9.8)) = 635$$

Если принять, что на поворотный кулак действует усилие, равное вертикальной реакции в точке контакта, и предположить, что  $h_g/B = 0.5$ , то

$$R_z = 1,25 \times m_{\text{ап}} \times g / 2 \quad (2.28)$$

$$R_z = 1.25 \times 588 = 735$$

и осевая нагрузка на опорный подшипник

$$F_a = 0,625 \times m_{\text{ап}} \times g \quad (2.29)$$

$$F_a = 0.625 \times 120 \times 9.8 = 735$$

В связи с относительно небольшим угловым перемещением подшипник выбирают по статической грузоподъемности  $C_0$ , принимая эквивалентную статическую нагрузку  $P_0 = (0.5 \div 0.33) C_0$

#### 2.7 Проверочный расчет

##### 2.7.1 Проверочный расчет амортизатора

Расчеты амортизатора, по причине применения конкретной конструкции сводиться к проверке соответствия его характеристик предъявляемым требованиям.

В качестве амортизационной стойки для данного болида был выбран задний амортизатор для велосипеда RockShox KAGE RC

Амортизаторы характеризуются коэффициентами сжатия и отдачи. Соотношения между ними:

$$k_c = (0,15 - 0,25)k_0 \quad (2.33)$$

где  $k_c$  - коэффициент сжатия

$k_0$  - коэффициент отдачи.

Коэффициенты сопротивления определяются по критическому коэффициенту затухания при колебании подрессоренной массы на упругих элементах:

$$k_{кр} = 2\sqrt{C_n * m_l} \quad (2.34)$$

где  $C_n$  - приведенная жесткость подвески, н/м;

$m_l$  - масса подрессоренных частей, приходящая на одно колесо, кг.

$$k_{кр} = 2\sqrt{4716 * 49} = 962$$

При работе амортизатора коэффициент сопротивления:

$$k_{cp} = 0,5(k_c + k_0), \quad (2.35)$$

При этом относительный коэффициент апериодичности:

$$\psi_0 = \frac{k_{cp}}{k_{кр}}. \quad (2.36)$$

Приняв равное 0,25 находим средний коэффициент сопротивления.

Следует, что:

$$K_{кр} = \Psi_0 * K_{ср} \quad (2.37)$$

$$K_{кр} = 0,25 * 967 = 241,75$$

$$k_0 = \frac{k_{ср}}{0,6}, \quad (2.38)$$

$$k_0 = \frac{241,75}{0,6} = 402,9,$$

$$K_c = 0.2 * 402.9 = 80,6$$

Действительный коэффициент сопротивления амортизатора:

$$k_{од} = k_0 \left( \frac{ds}{df} \right)^2, \quad (2.39)$$

$$k_{од} = 402 * (1,82)^2 = 1334,5$$

Основными конструктивными элементами амортизатора являются диаметр поршня, значение которого должно обеспечивать давление жидкости, соответствующее максимальному усилию, передающемуся через амортизатор, не выходящее за пределы 2,5-5 МПа, а температура нагрева амортизатора не должна превышать 100 гр С.

Максимально давление при ходе сжатия в МПа:

$$\rho_{с\max} = \frac{R_{zc}}{A_{ш}}, \quad (2.40)$$

где  $A_{ш}$  - площадь штока, м<sup>2</sup>

$R_{zc}$  - сила сопротивления сжатию.

$$R_{zc} = \frac{798}{1,72} = 1372$$

Площадь штока:

$$A_{ш} = \frac{(0,020^2 * 3,14)}{4} = 314 * 10^6$$

$$P_{max} = \frac{1372}{(3.14 * 10^6)} = 4,37 < [5\text{МПа}]$$

Давление амортизатора при отдаче:

$$P_0 = \frac{R_{z0}}{(A_n - A_{ui})}, \quad (2.41)$$

$$P_0 = \frac{230.4}{0,20^2 - 3,14} = 0,73$$

За основу расчета температуры рабочей жидкости берется уравнение теплового баланса, где  $N_t$  - мощность рассеивания амортизатором, Вт:

$$\frac{N_t}{427} = K_t * S_0 * (t - t_0) \quad (2.42)$$

где  $N_t$  - мощность, Вт;

$K_t$  - коэффициент теплоотдачи стенок воздуха,

$S_0$  - поверхность теплоотдачи

$t$  - температура тела, град.;

$t_0$  - температура окружающей среды, град.

$$S_0 = \frac{d_H^2 * \pi * h}{4} \quad (2.43)$$

где  $d_H$  - наружный диаметр амортизатора, м;

$h$  - высота стенок амортизатора, м.

Для цилиндрических поверхностей:

$$K_t = \frac{3,4 * V^{0,7}}{D^{0,3}}, \quad (2.44)$$

Принимаем, что скорость потока воздуха равна скорости амортизатора.  
Мощность рассеиваемая амортизатором,

$$N_t = 0,5(k_0 + k_c)V_p^2, \quad (2.45)$$

где  $V_p$  - расчетная скорость поршня, м/с.

Принимаем  $V_p = 0,25$  м/с.

Температуры стенок амортизатора, град:

$$t = \left( \frac{N_t}{427 * K_t S_0} \right) \quad (2.46)$$

$$N_t = 0,5(394 + 78,8)0,25^2 = 14,78.$$

Подставив, найдем значение температуры стенок амортизатора:

$$t = \left( \frac{14,78}{427} 45 0,000275 \right) + 20 = 56,4.$$

### 2.7.2 Проверочный расчет пружины

При установке пружины в сборе с амортизатором, на нее будет действовать только сила сжатия. Напряжение, возникающее при максимальной силе сжатия, Н:

$$\tau = \frac{8 P_{PP_{max}} D K}{(\pi d)^3}, \quad (2.47)$$

где  $P_{PP_{max}}$  - максимальная сила сжатия пружины, Н;

$D$  и  $d$  - средний диаметр пружины и диаметр витка, м;

$K$  - коэффициент напряженности.

$$K = \frac{4\beta - 1}{4\beta - 4} + \frac{0,615}{\beta},$$

где  $\beta$  - индекс пружины

$$\beta = \frac{D}{d}, \quad (2.48)$$

$$\beta = \frac{0,08}{0,0104} = 7,6,$$

$$K = \frac{4 \cdot 7,6 - 1}{4 \cdot 7,6 - 4} + \frac{0,615}{7,6} = 1,193,$$

$$\tau = \frac{8 \cdot 2098 \cdot 0,08 \cdot 1,193}{3,14 \cdot 0,0104^3} = 453,2.$$

Допустимое напряжение для стали 60С2 составляет  $[\tau] = 900$  МПа, следовательно примененная пружина обладает запасом прочности:

$$K_3 = \frac{900}{453,2} = 2.$$

## 2.8 Требования к конструкции рулевого управления

Рулевое управление служит для изменения и поддержания направления движения болида поворотом передних управляемых колес. Оно в значительной степени обеспечивает безопасность движения болида.

Рулевое управление оказывает существенное влияние на управляемость, маневренность, устойчивость и безопасность движения болида. Специальные требования, в соответствии с которыми рулевое управление должно обеспечивать:

- минимальный радиус поворота для высокой маневренности болида;
- легкость управления болида;
- пропорциональность между усилием на рулевом колесе и сопротивлением повороту управляемых колес (силовое следящее действие);
- соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес (кинематическое следящее действие);

-минимальную передачу толчков и ударов на рулевое колесо от дорожных неровностей;

-предотвращение автоколебаний (самовозбуждающихся) управляемых колес вокруг осей поворота;

-минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;

-травмобезопасность, исключающую травмирование водителя при любых столкновениях болида.

Согласно техническому заданию конструкция рулевого управления должна соответствовать регламенту Baja SAE:

- Рулевое колесо должно иметь механическую связь с колесами автомобиля, то есть "управление по проводам" запрещено.

#### 2.8.1 Техническое задание на проектирование рулевого управления

1 Наименование – рулевое управление с реечным рулевым механизмом.

2 Цель разработки - повышение эффективности стабильной работы, легкости управления, надёжности и ресурса реечного рулевого механизма.

3 Область применения – болид класса «Mini Baja».

4 Основание для разработки – задание на дипломное проектирование.

5 Функциональное и эксплуатационное назначение.

Объект проектирования должен соответствовать требованиям к рулевому управлению по Baja SAE.

6 Требования и нормы, определяющие показатели качества.

Коэффициент эффективности от 10...15

7 Наименование, число и назначение основных составных частей механизма рулевого управления.

Основные составные части: тяги; реечный рулевой механизм; рулевое колесо, рулевая колонка, быстросъемная муфта, поворотный кулак.

8 Требование массы и габаритных размеров.



По сравнению с предыдущими выпускаемыми рулевыми управлениями с реечным рулевым механизмом масса проектируемого рулевого механизма должна быть минимальной.

9 Требования взаимозаменяемости составных частей – в проектируемом болиде по возможности должны применяться уже существующие не дорогие узлы и агрегаты.

10 Основные параметры:

-масса автомобиля, приходящаяся на управляемые колеса 120 кг;

-передаточное число рулевого привода 1.

11 Требования к долговечности – межремонтный пробег 500км.

12 Тип производства – единичное.

13 Требования по обеспечению безопасности – Объект проектирования должен соответствовать требованию к рулевому управлению по Vaja SAE.

14 Требования технической эстетики и эргономики.

Проектируемые узлы должны отвечать требованиям технической эстетики, а именно обладать композиционной целостностью, информативностью.

15 Требования к транспортированию и хранению.

Конструкция разрабатываемых узлов должна обеспечивать ее транспортировку без ограничения дальности и времени транспортирования со скоростями, допустимыми для каждого вида болидов. Консервация рулевого управления производится в соответствии с требованиями стандартов «Единой системы защиты от коррозии и старения». Консервация и расконсервация не должна требовать её разборки или демонтажа, а также нарушать регулировки.

16 Требования к климатическим условиям эксплуатации.

Рулевое управление может эксплуатироваться при температуре от +15 до +45°C.

## 2.9 Определение координат центра масс и опорных реакций, действующих на болид [9,10,20]

Полученные результаты координат центра масс болида (рисунок 2.1) занесем в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Блок производных исходных данных

Показатель	Размерность	Значение
Координаты центра масс порожнего автомобиля,		
$x_o$	мм	1005
$h_o$	мм	395
Координаты центра масс пассажира,		
$x_I$	мм	1110
$h_I$	мм	500
Координаты центра масс груженого автомобиля		
$x_a$	мм	1040
$h_a$	мм	470
Нормальные реакции дороги, действующие на:		
колеса передней оси автомобиля, $R_{z1}$	Н	870,24
колеса задней оси автомобиля, $R_{z2}$	Н	1775,76

### 2.9.1 Определение показателей устойчивости

Устойчивость – свойство автомобиля, определяющее его способность сохранять движение по заданной траектории, противодействуя силам, стремящимся вызвать боковое скольжение или опрокидывание [10] с. 5.

Для определения показателей устойчивости автомобиля класса «Формула студент», в начале представим массив исходных данных в виде таблицы 2.3.

Таблица 2.3 – Массив исходных данных

№	Параметр	Размерность	Значение
1	Масса с грузом: $m_a$	кг	270
	в т.ч. на переднюю ось $m_1$		
	в т.ч. на заднюю ось $m_2$		125

			145
2	Ширина колеи передних колес: $B_1$	м	1,500
3	Ширина колеи задних колес: $B_2$	м	1,500
4	Средняя колея болида: $B$	м	1,500
5	База: $L$	м	1,550
6	Составляющая базы: $b$	м	0,510
7	Лобовая площадь: $F$	м <sup>2</sup>	1,88
8	Высота центра масс: $h_{цм}$	м	0,470
9	Основной радиус поворота $R$	м	3
10	Скорость болида: $V_a$	м/с	10
11	Угол поперечного уклона: $\beta$	град	40
12	Коэффициент сцепления: $\varphi$	-	0,8
13	Коэффициент сопротивления воздуха $C_x$	-	0,41
14	Плотность воздуха $\rho_v$	кг/м <sup>3</sup>	1,205

2.9.2 Расчет и построение зависимости сил и моментов, действующих на болид, от скорости движения

Рассмотрим обобщенный случай равномерного движения болида, т.е. при круговой траектории центра масс.

Принятые допущения:

- колеса катятся без бокового увода, т.е. центр поворота всегда лежит на прямой, проходящей через заднюю ходовую ось;
- статический радиус колеса не зависит от  $R_z$ , т.е. ходовые оси параллельны дороге;
- ходовые оси жестко связаны с корпусом автомобиля, т.е. невозможен поперечный крен, характерный для подвесок с пружинами.

Для определения боковой составляющей  $P_{цуг}$  центробежной силы  $P_{ц}$  следует использовать расчетную схему рисунок 2.2.

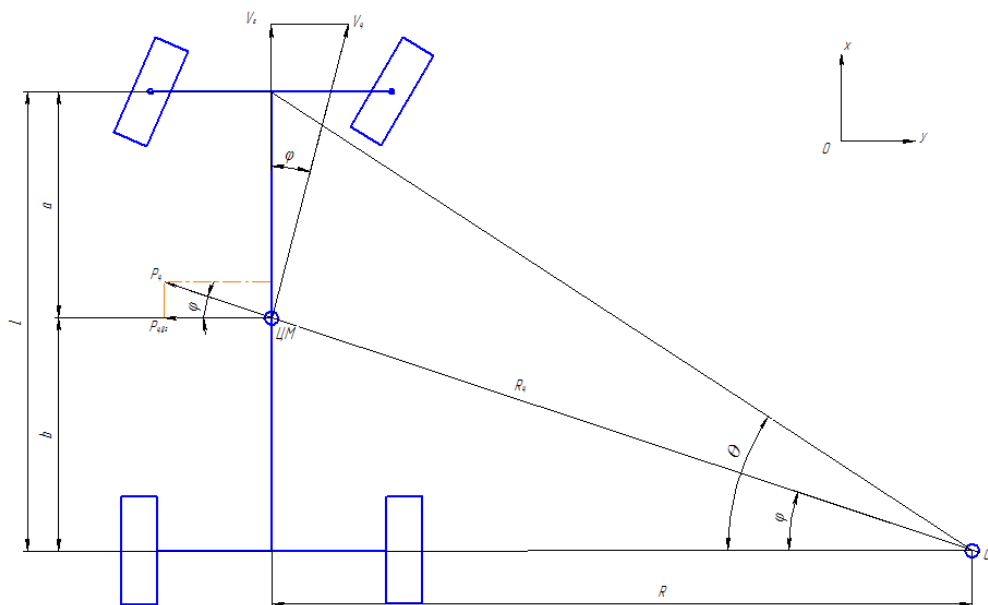


Рисунок 2.28 - Схема сил, действующих на автомобиль при круговом движении по горизонтальной дороге.

Угол установки радиуса центра масс:

$$\varphi_{ц} = \arctg \left( \frac{b}{R} \right), \quad (2.13)$$

$$\varphi_{ц} = \arctg \left( \frac{0,510}{3} \right) = 9,65^\circ.$$

Радиус траектории центра масс

$$R_{ц} = \frac{R}{\cos \varphi_{ц}}, \quad (2.14)$$

$$R_{ц} = \frac{3}{0,985} = 3,04 \text{ м.}$$

Средний угол поворота управляемых колес равен:

$$\theta = \arctg \left( \frac{L}{R} \right), \quad (2.15)$$

$$\theta = \arctg\left(\frac{1,550}{3}\right) = 27,32^\circ.$$

Тогда скорость центра масс (при заданной скорости автомобиля  $V_a$ ) равна:

$$V_{\text{ц}} = \frac{V_a}{\cos \varphi_{\text{ц}}}, \quad (2.16)$$

$$V_{\text{ц}} = \frac{10}{0,985} = 10,15 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

А центробежная сила:

$$P_{\text{ц}} = -\frac{m_a \cdot V_{\text{ц}}^2}{R_{\text{ц}}}, \quad (2.17)$$

$$P_{\text{ц}} = \frac{270 \cdot 10,15^2}{3} = -9272 \text{ Н}.$$

Боковая составляющая  $P_{\text{цуг}}$  центробежной силы  $P_{\text{ц}}$ , параллельная горизонтальной плоскости:

$$P_{\text{цуг}} = P_{\text{ц}} \cdot \cos \varphi_{\text{ц}}, \quad (2.18)$$

$$P_{\text{цуг}} = -9272 \cdot 0,985 = -9133 \text{ Н}.$$

Касательная составляющая силы тяжести  $G$ :

$$P_{Gy} = m_a \cdot g \cdot \sin \beta, \quad (2.19)$$

$$P_{Gy} = 270 \cdot 9.81 \cdot 0,642 = 1702,5 \text{ Н.}$$

Нормальная составляющая силы тяжести:

$$P_{Gz} = -m_a \cdot g \cdot \cos \beta, \quad (2.20)$$

$$P_{Gz} = -270 \cdot 9,81 \cdot 0,766 = -2029 \text{ Н.}$$

Для определение показателей устойчивости воспользуемся алгоритмом расчета оценочных показателей устойчивости:

Критическая скорость по заносу (боковому скольжению) при  $\beta=0$  град:

$$V_{3 \text{ кр } \varphi} = 3,13 \sqrt{\frac{\varphi_y + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi_y \cdot \operatorname{tg} \beta}} R, \quad (2.21)$$

$$V_{3 \text{ кр } \varphi} = 3,13 \cdot \sqrt{\frac{0,8+0}{1-0,8 \cdot 0}} \cdot 3 = 4,85 \text{ м/с.}$$

Критическая скорость по опрокидыванию (при  $\beta=0$  град):

$$V_{0 \text{ кр}} = 3,13 \cdot \sqrt{\frac{B + 2h_{\text{цм}} \cdot \operatorname{tg} \beta}{2h_{\text{цм}} - B \cdot \operatorname{tg} \beta}} R, \quad (2.22)$$

$$V_{0 \text{ кр}} = 3,13 \cdot \sqrt{\frac{1,50 + 2 \cdot 0,470 \cdot 0}{2 \cdot 0,470 - 1,50 \cdot 0}} \cdot 3 = 6,85 \text{ м/с.}$$

Критический угол по заносу ( $V_a = 0$  км/ч):

$$\beta_{3 \text{ кр } \varphi} = \operatorname{arctg} \varphi_y, \quad (2.23)$$

$$\beta_{3 \text{ кр } \varphi} = \operatorname{arctg} 0,8 = 38,66 \text{ град.}$$

### 2.9.3 Определение показателей маневренности

Данные параметры, входящие в состав массива исходных данных, позволяют определить показатели маневренности двумя способами: графическим и расчетным.

### 2.9.4 Определение показателей маневренности болида графическим методом

Массив исходных данных представлен в виде таблице 2.9.

Таблица 2.9. – Массив исходных данных

№ п/п	Параметр	Значения болида, м
1.	Min радиус траектории наружного колеса болида: $R_{н1}$	3,000
2.	База $L_1$	1,550
3.	Ширина колеи: колес передней оси $B_1$ колес задней оси $B_2$	1,500 1,500

Габаритная полоса движения болида представлена на рисунке 2.4.

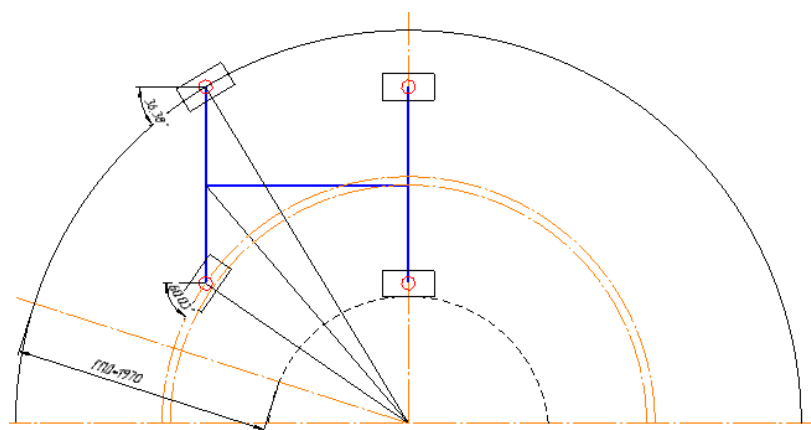


Рисунок 2.30 – Габаритная полоса движения

### 2.9.5 Определение показателей маневренности болида расчетным методом

Используя значения параметров из массива исходных данных, последовательно определяем:

Угол наклона радиуса переднего наружного колеса болида  $R_{H1}$  к оси Y:

$$\varphi_{H1} = \arcsin\left(\frac{L_1}{R_{H1}}\right), \quad (2.24)$$

$$\varphi_{H1} = \arcsin\left(\frac{1,550}{3}\right) = 31,1^\circ.$$

Радиус заднего наружного колеса автомобиля:

$$R_{H2} = R_{H1} \cdot \cos \varphi_{H1}, \quad (2.25)$$

$$R_{H2} = 3 \cdot 0,856 = 2,57 \text{ м.}$$

Радиус траектории середины  $C_2$  задней оси тягача:

$$R_{C2} = R_{H2} - \left(\frac{B_2}{2}\right), \quad (2.26)$$

$$R_{C2} = 2,57 - \left(\frac{1,5}{2}\right) = 1,82 \text{ м.}$$

Радиус траектории внутреннего колеса задней оси:

$$R_{B2} = R_{H2} - B_2, \quad (2.27)$$

$$R_{B2} = 2,57 - 1,5 = 1,07 \text{ м.}$$



Угол наклона радиуса, траектории середины передней оси автомобиля  $R_{C_1}$  к оси  $Y$ :

$$\varphi_{C_1} = \arctg\left(\frac{L_1}{R_{C_2}}\right), \quad (2.28)$$

$$\varphi_{C_1} = \arctg\left(\frac{1,55}{1,82}\right) = 40,42^\circ.$$

Угол наклона радиуса переднего внутреннего колеса автомобиля  $R_{B_1}$  к оси  $Y$ :

$$\varphi_{B_1} = \arctg\left(\frac{L_1}{R_{B_2}}\right), \quad (2.29)$$

$$\varphi_{B_1} = \arctg\left(\frac{1,55}{1,07}\right) = 55,38^\circ.$$

Радиус траектории середины  $C_1$  передней оси автомобиля:

$$R_{C_1} = \left(\frac{L_1}{\sin \varphi_{C_1}}\right), \quad (2.30)$$

$$R_{C_1} = \left(\frac{1,55}{0,65}\right) = 2,39 \text{ м.}$$

Радиус траектории внутреннего колеса передней оси автомобиля:

$$R_{B_1} = \left(\frac{L_1}{\sin \varphi_{B_1}}\right), \quad (2.31)$$

$$R_{B_1} = \left( \frac{1,55}{0,82} \right) = 1,88 \text{ м.}$$

## 2.10 Определение основных параметров рулевого управления

При проектных расчетах использованы следующие данные:

-масса автомобиля, приходящаяся на управляемые колеса

$M_1$ , кг.....125;

-давление в шинах управляемых колес  $p$ , Па.....69000;

-коэффициент сцепления колеса с дорогой,  $\varphi$ .....0,8;

-коэффициент учитывающий влияние стабилизирующего момента на сопротивление повороту управляемых колес,  $\chi$ ..... .1;

передаточное число рулевого привода,  $i_r$ .....1;

КПД рулевого привода,  $\eta_r$ .....0,95;

-передаточное число рулевого механизма,  $i_m$ .....22;

-КПД рулевого механизма,  $\eta_m$ .....0,95;

-радиус рулевого колеса  $R_{pk}$ , м.....0,16;

наружный диаметр рулевого вала  $d_1$ , м..... ..0,013;

внутренний диаметр рулевого вала  $d_2$ , м..... .0,01;

- модуль продольной упругости  $E$ , МПа.....210000;

- длина поперечной тяги  $l_{\text{поп}}$ , м.....0,278;

- наружный диаметр полого сечения поперечной тяги  $d_3$ , м.....0,025;

- внутренний диаметр полого сечения поперечной тяги  $d_4$ , м.....0,02;

Расчетная схема рулевого управления приведена на рисунке 2.6.

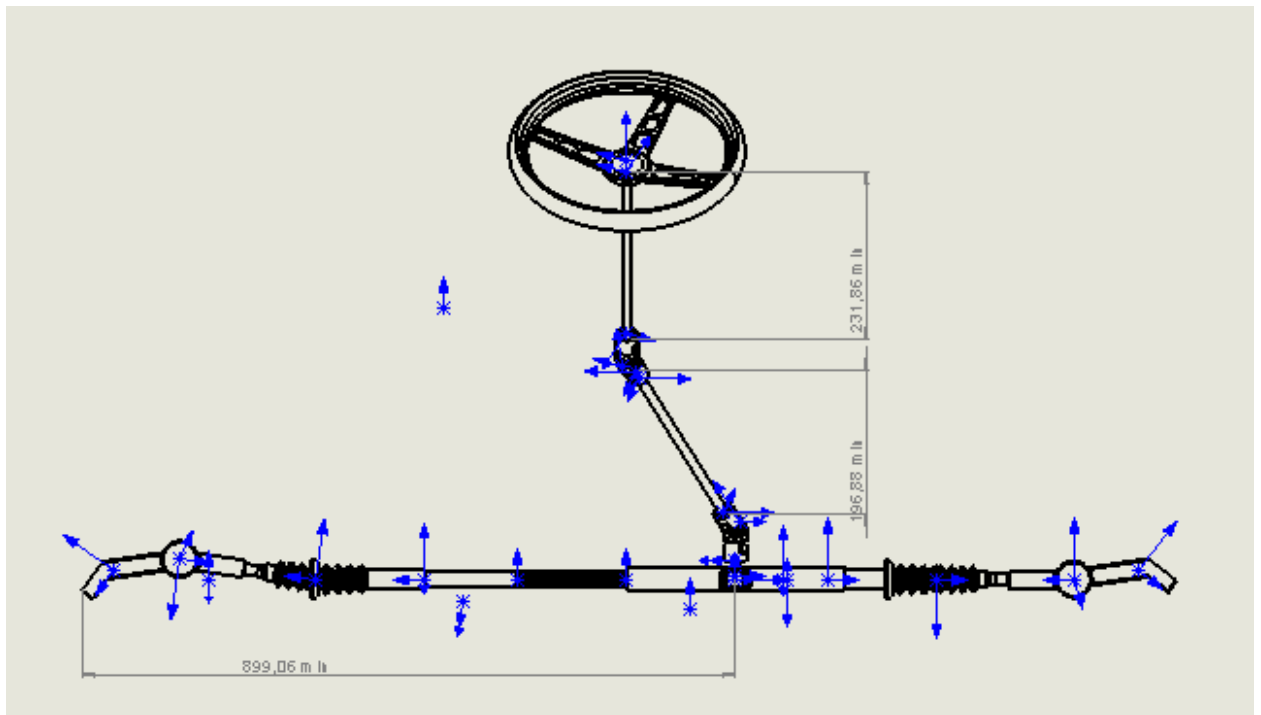


Рисунок 2.31 – Расчетная схема рулевого управления  
Момент сопротивлению управляемых колес при повороте на месте [2]:

$$M_c = \lambda \cdot \frac{\varphi \cdot M_1^{3/2}}{30(10 \cdot 10^{-6} \cdot P)^{1/2}}, \quad (2.32)$$

$$M_c = \frac{0,8 \cdot 1 \cdot 125^{3/2}}{30 \cdot (0,00001 \cdot 69000)^{1/2}} = 58,23 \text{ Нм.}$$

Передаточное число рулевого управления:

$$i_{py} = i_m \cdot i_p, \quad (2.33)$$

$$i_{py} = 22 \cdot 1 = 22.$$

КПД рулевого управления:

$$\eta_{py} = \eta_m \cdot \eta_p, \quad (2.34)$$

$$\eta_{py} = 0,95 \cdot 0,95 = 0,9.$$

Крутящий момент на рулевом колесе:

$$M_{pk} = \frac{M_c}{i_{py} \cdot \eta_{py}}, \quad (2.35)$$

$$M_{pk} = \frac{58,23}{22 \cdot 0,9} = 2,9 \text{ Нм.}$$

Усилие на рулевом колесе:

$$P_{pk} = \frac{M_{pk}}{R_{pk}}, \quad (2.36)$$

$$P_{pk} = \frac{2,9}{0,16} = 18,125 \text{ Нм.}$$

### 2.10.1 Расчет деталей рулевого управления на прочность

Расчеты выполнены согласно [2]. Расчету подвергнуты: рулевое колесо; рулевой вал; поперечная тяга.

При расчете максимального усилия на рулевом колесе по максимальному сопротивлению повороту управляемых колес на месте момент сопротивления повороту можно определить по формуле (2.37). Расчетная схема рулевого колеса представлена на рисунке 2.7.



Рисунок 2.32 – Расчетная схема рулевого колеса

Спицы рулевого колеса рассчитывают на изгиб. При этом предполагают, что усилие на рулевом колесе распределяется поровну.

$$\sigma_{изг} = \frac{P_{p.k.} \cdot l_{сп}}{0,1 \cdot d_{сп}^3 \cdot z_{сп}}, \quad (2.37)$$

$$\sigma_{изг} = \frac{18,125 \cdot 0,145}{0,1 \cdot 0,025^3 \cdot 3} = 0,56 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения: изгиба  $[\sigma_{изг}] = 25 \text{ МПа.}$

$$n_{изг} = \frac{25}{0,56} = 44,64. \quad (2.38)$$

Рулевое колесо выполняют из алюминия.

Расчетная схема рулевого вала представлена на рисунке 2.8.

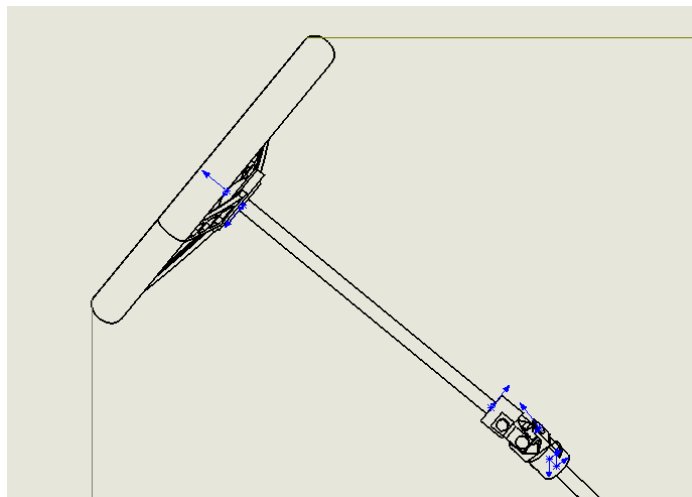


Рисунок 2.33 – Расчетная схема рулевого вала

Расчет крутящего момента на рулевом валу (проверочный):

$$M_{rw} = P_{pk} \cdot R_{pk}, \quad (2.39)$$

$$M_{rw} = 18,125 \cdot 0,16 = 2,9 \text{ Нм.}$$

Момент сопротивления кручению в опасном сечении РУ:

$$W_{rw} = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}{16 \cdot d_1}, \quad (2.40)$$

$$W_{rw} = \frac{3,14 \cdot (0,013^4 - 0,01^4)}{16 \cdot 0,013} = 0,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напряжение в опасном сечении рулевого вала:

$$\tau_k^{rw} = \frac{M_{ws}}{W_{ws}}, \quad (2.41)$$

$$\tau_k^{rw} = \frac{2,9}{0,28 \cdot 10^{-6}} = 10,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Расчет крутящего момента на рулевом валу (допустимый):

$$M_{rw} = P_{pk} \cdot R_{pk}, \quad (2.42)$$

$$M_{rw} = 120 \cdot 0,16 = 19,2 \text{ Нм.}$$

Момент сопротивления кручению в опасном сечении РУ:

$$W_{rw} = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)}{16 \cdot d_1}, \quad (2.43)$$

$$W_{rw} = \frac{3,14 \cdot (0,013^4 - 0,01^4)}{16 \cdot 0,013} = 0,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напряжение в опасном сечении рулевого вала:

$$\tau_k^{rw} = \frac{M_{ws}}{W_{ws}}, \quad (2.44)$$

$$\tau_k^{rw} = \frac{19,2}{0,28 \cdot 10^{-6}} = 68,57 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Рулевой вал выполняют из стали марок 20, 35, 45 [17].

Допускаемые напряжения кручения рулевого вала  $[\tau_{кр}] = 100 \text{ МПа}$ .

$$n = \frac{100}{68,57} = 1,46. \quad (2.45)$$

Максимальный угол закручивания рулевого вала не должен превышать 5...8° на 1 м длины вала.

Расчетная схема поперечной рулевой тяги представлена на рисунке 2.9.



Рисунок 2.9 – Расчетная схема поперечной рулевой тяги

Расчетная сила, действующая вдоль поперечной тяги:

$$P_{поп} = \frac{M_c}{2 \cdot l_n}, \quad (2.46)$$

$$P_{\text{поп}} = \frac{58,23}{2 \cdot 0,3} = 97,05 \text{ Н.}$$

Сечение поперечной рулевой тяги представлено на рисунке 2.10.

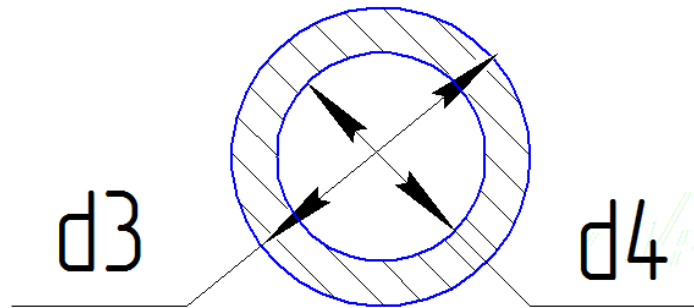


Рисунок 2.10 – Сечение поперечной рулевой тяги

Площадь поперечного сечения поперечной тяги:

$$F_{\text{поп}} = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_4^2)}{4}, \quad (2.47)$$

$$F_{\text{поп}} = \frac{3,14 \cdot (0,025^2 - 0,020^2)}{4} = 176 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Полярный момент инерции сечения поперечной тяги:

$$J_{\text{поп}} = \frac{\pi \cdot (d_3^4 - d_4^4)}{64}, \quad (2.48)$$

$$J_{\text{поп}} = \frac{\pi \cdot (0,025^4 - 0,020^4)}{64} = 0,0113 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Напряжение сжатия в поперечной тяге:

$$\sigma_{\text{с}}^{\text{поп}} = \frac{P_{\text{поп}}}{F_{\text{поп}}}, \quad (2.49)$$

$$\sigma_{\text{с}}^{\text{поп}} = \frac{97,05}{176 \cdot 10^{-6}} = 0,55 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Критическое напряжение в поперечной тяге:

$$\sigma_{\text{крит.}}^{\text{поп}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\text{поп}}}{(y \cdot l_{\text{поп}})^2 \cdot F_{\text{поп}}}, \quad (2.50)$$

$$\sigma_{\text{крит.}}^{\text{поп}} = \frac{3,14^2 \cdot 210000 \cdot 10^6 \cdot 0,0113 \cdot 10^{-6}}{(1 \cdot 0,318)^2 \cdot 176 \cdot 10^{-6}} = 215 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Запас продольной устойчивости поперечной тяги:

$$\varepsilon_{\text{поп}} = \frac{\sigma_{\text{крит.}}^{\text{поп}}}{\sigma_{\text{с}}^{\text{поп}}}, \quad (2.51)$$

$$\varepsilon_{\text{поп}} = \frac{215 \cdot 10^6}{0,55 \cdot 10^6} = 390,9$$

Продольная тяга выполняется из стали марок 20 и 35 [18,25,27].

## 2.10.2 Расчета зубчатого колеса и рейки [18]

Для расчета зубчатого колеса и рейки использовались следующие исходные данные:

Угол поворота руля,  $n$  .....  $90^\circ$ ;

Ход рейки,  $L$  .....  $46 \text{ мм}$ ;

Модуль нормальный,  $m$  .....  $3$ ;

Угол наклона зуба,  $\beta$  .....  $0^\circ$ ;

Коэффициент ширины рейки,  $k$  .....  $5$ ;

Высота головки зуба,  $h_a = m_n$  .....  $3$ ;

Был принят материал Сталь 55 с характеристикой:

$\sigma_t$  .....  $1100 \cdot 10^6$

Па;

$E$  .....  $210 \cdot 10^9 \text{ Па}$ .

Тип обработки: закалка  $840^\circ\text{C}$ ; отпуск  $400^\circ\text{C}$ .

Радиус шестерни рассчитывается по формуле (2.52):

$$r = \frac{L \cdot 180^\circ}{\pi \cdot n}, \quad (2.52)$$

$$r = \frac{0,046 \cdot 180^\circ}{3,14 \cdot 90^\circ} = 28,648.$$

Диаметр шестерни рассчитывается по формуле (2.53):

$$D = 2 \cdot r, \quad (2.53)$$

$$D = 2 \cdot 28,648 = 57,296.$$



Число зубьев рассчитывается по формуле (2.54):

$$z = 2 \cdot \frac{r}{m}, \quad (2.54)$$

$$z = 2 \cdot \frac{28,648}{3} = 19,099.$$

Таким образом принимаем количество зубьев = 20.

Шаг нормальный рейки:

$$Pt = \frac{Pn}{\cos(\beta \cdot \text{deg})}, \quad (2.55)$$

$$Pt = \frac{9,425}{\cos(0^\circ)} = 9,425.$$

Высота зуба:

$$h = 2,25 \cdot mn, \quad (2.56)$$

$$h = 2,25 \cdot 3 = 6,75.$$

Ширина рейки:

$$b = k \cdot mn, \quad (2.57)$$

$$b = 5 \cdot 3 = 15.$$

Линейное перемещение рейки:

$$L_1 = y \cdot pt \cdot \frac{z_1}{360}, \quad (2.58)$$

$$L_1 = 90^\circ \cdot 9,425 \cdot \frac{20}{360} = 47,124.$$

#### 2.6.2.1 Расчет сил зацепления

Изгибная сила рассчитывается по формуле (2.59):

$$Fu1 = Fu2 = \frac{2 \cdot Md}{\frac{D}{1000}}, \quad (2.59)$$

$$Fu1 = Fu2 = \frac{2 \cdot 53,41}{\frac{57,296}{1000}} = 1,864 \cdot 10^3.$$

Тангенциальная сила рассчитывается по формуле (2.60):

$$F_{t1} = \frac{F_{u1}}{\cos(\beta^\circ)}, \quad (2.60)$$

$$F_{t1} = \frac{1,864 \cdot 10^3}{\cos(0^\circ)} = 1,864 \cdot 10^3.$$

Радиальная сила рассчитывается по формуле (2.61):

$$F_r = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha^\circ), \quad (2.61)$$

$$F_r = 1,864 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 678,572.$$

Радиальная нагрузка на подшипники рассчитывается по формуле (2.62):

$$F_{L2} = \frac{F_{u2} \cdot r}{105}, \quad (2.62)$$

$$F_{L2} = \frac{1,864 \cdot 10^3 \cdot 28,648}{105} = 508,667.$$

#### 2.10.2.2 Напряжение изгиба рейки

Определим напряжение изгиба рейки:

$$W_b = \frac{\pi \cdot (d-4)^3}{32}, \quad (2.63)$$

$$W_b = \frac{3,14 \cdot (d-4)^3}{32} = 130,671.$$

$$\sigma_b = \frac{M_{bmax} \cdot 1000}{W_b}, \quad (2.64)$$

$$\sigma_b = \frac{53,41 \cdot 1000}{130,671} = 408,738.$$

Коэффициент концентрации у ножки зуба равен:

$$\sigma_{uz} = \frac{\sigma_1}{S \cdot K_\sigma}, \quad (2.65)$$

$$\sigma_{uz} = \frac{600}{1,2 \cdot 1,2} = 416,667.$$

Предел выносливости на изгиб равен:

$$\sigma_b < \sigma_{uz}, \quad (2.66)$$

$$408,738 < 416,667.$$

Условие изгибной прочности выполняются.

### 2.10.2.3 Расчетное контактное напряжение

Исходные данные:

Твердость материала шестерни, HRC<sub>1</sub>.....44;

Твердость материала рейки, HRC<sub>2</sub> .....44.

Предел контактной выносливости шестерни:

$$\sigma_{H01} = 17 \cdot HRC_1 + 200, \quad (2.67)$$

$$\sigma_{H01} = 17 \cdot 44 + 200 = 948.$$

Предел контактной выносливости рейки:

$$\sigma_{H02} = 17 \cdot HRC_2 + 200, \quad (2.68)$$

$$\sigma_{H02} = 17 \cdot 44 + 200 = 948.$$

Определение параметров  $\delta_{Flimb}^0$ ,  $S_F$  зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ пониженной прокаливаемости, содержащая углерод 0,5-0,6%:

$$\sigma_{Flim1} = 870; \sigma_{Flim2} = 870; S_{F1} = 1,7.$$

Предел выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{Flimb1} = \sigma_{Flim1} \cdot 0,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1, \quad (2.69)$$

Подставим значения в формулу (2.69):

$$\sigma_{Flimb1} = 870 \cdot 0,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 304,5.$$

$$\sigma_{Flimb2} = \sigma_{Flim2} \cdot 0,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1, \quad (2.70)$$

Подставим значения в формулу (2.70):

$$\sigma_{Flimb2} = 870 \cdot 0,35 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 304,5.$$

$$Y_{\pi1} = 1,05 - 0,000125 \cdot D_1, \quad (2.71)$$

Подставим значения в формулу (2.71):

$$Y_{\pi1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 0,993 = 1,043.$$

$$Y_{\pi2} = 1,05 - 0,000125 \cdot D_2, \quad (2.72)$$

Подставим значения в формулу (2.72):

$$Y_{\pi 2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 10 = 1,049.$$

Относительный радиус кривизны переходной кривой зубьев с исходным контуром по ГОСТ 13755-81:

$$P_{Fn} = 0,1 \cdot m_n, \quad (2.73)$$

$$P_{Fn} = 0,1 \cdot 3 = 0,3.$$

Удельная нормальная жесткость пары зубьев:  $x=1$ .

Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент):

$$Y_b = 0,84 \cdot (1 + x^{0,55} \cdot 10^{-0,72}), \quad (2.74)$$

Подставим значения в формулу (2.74):

$$Y_b = 0,84 \cdot (1 + 1^{0,55} \cdot 10^{-0,72}) = 0,885.$$

$$Y_{b1} = 1,082 - 0,172 \cdot \log(m), \quad (2.75)$$

Подставим значения в формулу (2.75):

$$Y_{b1} = 1,082 - 0,172 \cdot \log(3) = 1.$$

Коэффициент долговечности:  $Y_{N1} = 1$ ;  $Y_{N2} = 1$ .

Допускаемые напряжения:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{SF1} \cdot Y_{\pi 1} \cdot Y_{b1} \cdot Y_{N1} \cdot 1,05, \quad (2.76)$$

Подставим значения в формулу (2.76):

$$\sigma_{FP1} = \frac{304,5}{1,7} \cdot 1,043 \cdot 0,885 \cdot 1 \cdot 1,05 = 196,118.$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{SF1} \cdot Y_{\pi 2} \cdot Y_{b1} \cdot Y_{N2} \cdot 1,05, \quad (2.77)$$

Подставим значения в формулу (2.77):

$$\sigma_{FP2} = \frac{304,5}{1,7} \cdot 1,049 \cdot 0,885 \cdot 1 \cdot 1,05 = 197,229.$$

Окружная сила на делительном цилиндре:

$$F_{Ft} = \frac{2000 \cdot Mb_{max}}{D}, \quad (2.78)$$

$$F_{Ft} = \frac{2000 \cdot 53,41}{57,296} = 1,864 \cdot 10^3.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:  $K_F = 1,2$ ;

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:  $Y_{FS1} = 3,9$ ;

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:  $Y_\beta = 1$ ;

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:  $Y_\epsilon = 1$ .

Расчетное напряжение:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{Ft}}{b_1 \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon, \quad (2.79)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1,864 \cdot 10^3}{15 \cdot 3} \cdot 1,2 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 1 = 193,894.$$

Предел выносливости на изгиб равен:

$$\sigma_{FP1} > \sigma_{F1}, \quad (2.80)$$

$$196,118 > 193,894.$$

Условие выполняется, следовательно, выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 96%

Принимаем коэффициенты динамической нагрузки:  $K_{H\beta} = 1,07$ ;  $K_{H\alpha} = 1$ .

Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot (U+1)}{\frac{D}{1000} \cdot \frac{b}{1000} \cdot U}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (2.81)$$

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{1,864 \cdot 10^3 \cdot (2+1)}{\frac{57,296}{1000} \cdot \frac{15}{1000} \cdot 2}} \cdot 1,07 \cdot 1 = 8,135 \cdot 10^8.$$

Принимаем коэффициент:  $\sigma_{HH} = 791,667$ .

Перенапряжение составило:

$$f = \frac{\sigma_{HH} - \frac{\sigma_H}{1000000}}{\sigma_{HH}} \cdot 100, \quad (2.82)$$

$$f = \frac{791,667 - \frac{8,135 \cdot 10^8}{1000000}}{791,667} \cdot 100 = -2,98 \%,$$

что допустимо, так как перенапряжение допустимо до 5 %, недонапряжение допустимо до 10%.

2.10.2.4 Расчет допускаемой по условию прочности окружной силы на реечном колесе

Максимальное напряжение смятия при контакте рейки с колесом по длинной окружности:

$$q=3 \cdot \sigma_t, \quad (2.83)$$

где  $\sigma_t$  – предел текучести материала.

$$q = 3 \cdot 1,1 \cdot 10^9 = 3,3 \cdot 10^9 \text{ Па.}$$

Допускаемая по условию прочности окружная сила на реечном колесе, равная тяговой силе подачи:

$$Q=1,4 \cdot 10^{-2} \cdot q^2 \cdot \frac{z \cdot \frac{m}{1000} \cdot \frac{b}{1000} \cdot \sin^2(40^\circ)}{E}, \quad (2.84)$$

$$Q = 1,4 \cdot 10^{-2} \cdot (3,3 \cdot 10^9)^2 \cdot \frac{20 \cdot \frac{3}{1000} \cdot \frac{15}{1000} \cdot \sin^2(40^\circ)}{210 \cdot 10^9} = 419,997 \text{ Н.}$$

где  $z$  – число зубьев реечного колеса;

$m$  – модуль, мм;

$E$  – модуль упругости, Па.

### 3 Технологическая часть

В общем комплексе технологии машиностроения все возрастающее значение приобретает обработка металлов давлением, в том числе листовая штамповка. Это один из способов обработки, при котором металл пластически деформируется в холодном состоянии при помощи штампов. Листовая штамповка применяется для изготовления самых разнообразных деталей практически во всех отраслях промышленности, связанных с металлообработкой.

Листовая штамповка представляет собой самостоятельный вид технологии, обладающей рядом особенностей:

- высокой производительностью;
- возможностью получения самых разнообразных по форме и размерам полуфабрикатов и готовых деталей;
- возможностью автоматизации и механизации штамповки путем создания комплексов оборудования, обеспечивающих выполнение всех операций производственного процесса в автоматическом режиме (в том числе роторных и роторно-конвейерных линий);
- возможностью получения взаимозаменяемых деталей с высокой точностью размеров, без дальнейшей обработки резанием.

Современное холодноштамповочное производство развивается по пути совершенствования традиционных и создания новых технологий и оборудования. При этом наметились тенденции создания холодноштамповочного оборудования для крупносерийного и массового производства автоматических линий и холодноштамповочных пресс-автоматов, и оборудования для мелкосерийного, серийного и единичного часто переналаживаемого производства холодноштамповочного оборудования с числовым программным управлением, универсальных прессов, гибких производственных модулей с ЧПУ.

#### 3.1 Анализ технологичности конструкции детали

Под технологичностью следует понимать такое сочетание конструктивных элементов, которое обеспечивает наиболее простое и экономичное изготовление деталей при соблюдении техники и эксплуатационных требований к ним.

Основными показателями технологичности листовых холодноштамповочных деталей являются:

- наименьший расход материала;
- наименьшее количество и низкая трудоемкость операции;

- отсутствие последующей механической обработки;
- наименьшее количество требуемого оборудования и производственных площадей;
- наименьшее количество оснастки при сокращении затрат и сроков подготовки производства.

Общим результативным показателем технологичности является наименьшая стоимость штампуемых деталей.

Возможность формообразования при разделительных операциях определяется способностями материала заготовки изменять форму под действием деформирующего усилия и возможностью изготовления рабочих частей штампа способных осуществить заданное формоизменение.

Материал, из которого будет выполнена деталь – сталь 08 кП.

Характеристика стали 08кп (8кп):

Применение: для прокладок, шайб, вилок, труб, а также деталей, подвергаемых химико-термической обработке - втулок, проушин, тяг. Основные характеристики представлены в таблице 3.1, таблице 3.2, таблице 3.3, таблице 3.4.

Таблица 3.1 - Химический состав в процентах стали 08кп (8кп)

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
0.05-0.11	до 0.03	0.25-0.5	до 0.25	до 0.04	до 0.035	до 0.1	до 0.25	до 0.08

Таблица 3.2 - Температура критических точек стали 08кп (8кп)

Ac1=732, Ac3(Acm)=874, Ar3(Arcm)=854, Ar1=680	
Твердость стали 08кп (8кп) калиброванного нагартованного	HB=179
Твердость стали 08кп (8кп) горячекатанного отожженного	HB=131



Таблица 3.3 - Физические свойства стали 08кп (8кп)

T	E 10-5	$\alpha_{106}$	$\lambda$	$\rho$	C	R 109
Град	МПа	1/Град	Вт/(м·град)	кг/м <sup>3</sup>	Дж/(кг·град)	Ом·м
20	2.03		63	7871		147
100	2.07	12.5	60	7846	482	178
200	1.82	13.4	56	7814	498	252
300	1.53	14.0	51	7781	514	341
400	1.41	14.5	47	7745	533	448
500		14.9	41	7708	555	575
600		15.1	37	7668	584	725
700		15.3	34	7628	626	898
800		14.7	30	7598	695	1073
900		12.7	27	7602	703	1124
1000		13.8			695	

Таблица 3.4 - Технологические свойства стали 08кп (8кп).

Свариваемость:	без ограничений.
Флокеночувствительность:	не чувствительна.
Склонность к отпускной хрупкости:	не склонна.

Сопротивление резу – 25 кгс/мм<sup>2</sup> (при вырубке);

Предел прочности - 30 кгс/мм<sup>2</sup>

Относительное удлинение – 35% (не менее)

Для изготовления детали будет применяться гибка. Произведем корректировку размеров детали, с учетом свойств материала детали 0,8 кП:

- Наименьший размер пробиваемых отверстий:  $a_1 \geq 1,3S = 2,6$  мм. Размер отверстия – 3 мм. Условие выполняется;

- Наименьшее расстояние от края отверстия до прямолинейного наружного контура:  $a_2 \geq S = 2$  мм.  $a_2 = 2,5$  мм. Условие выполняется.

- Наименьшее расстояние от края отверстия до загнутой полки:  $a \geq r + 2S = 7 \text{ мм}$ .  $a = 3 \text{ мм}$ . Условие не выполняется. Следовательно, увеличим горизонтальный размер детали до 48 мм и передвинем отверстия на 4 мм. Тогда  $a = 7 \text{ мм}$ .

- Наименьшее расстояние между отверстиями  $b \geq (2 + 3)S$ .  $b = 22 \text{ мм}$ . Условие выполняется.

- Наименьшая высота отгибаемой полки  $h \geq 3S$ .  $h = 20$ . Условие выполняется.

Размеры детали с учетом корректировки указаны на Рисунке 3.1.

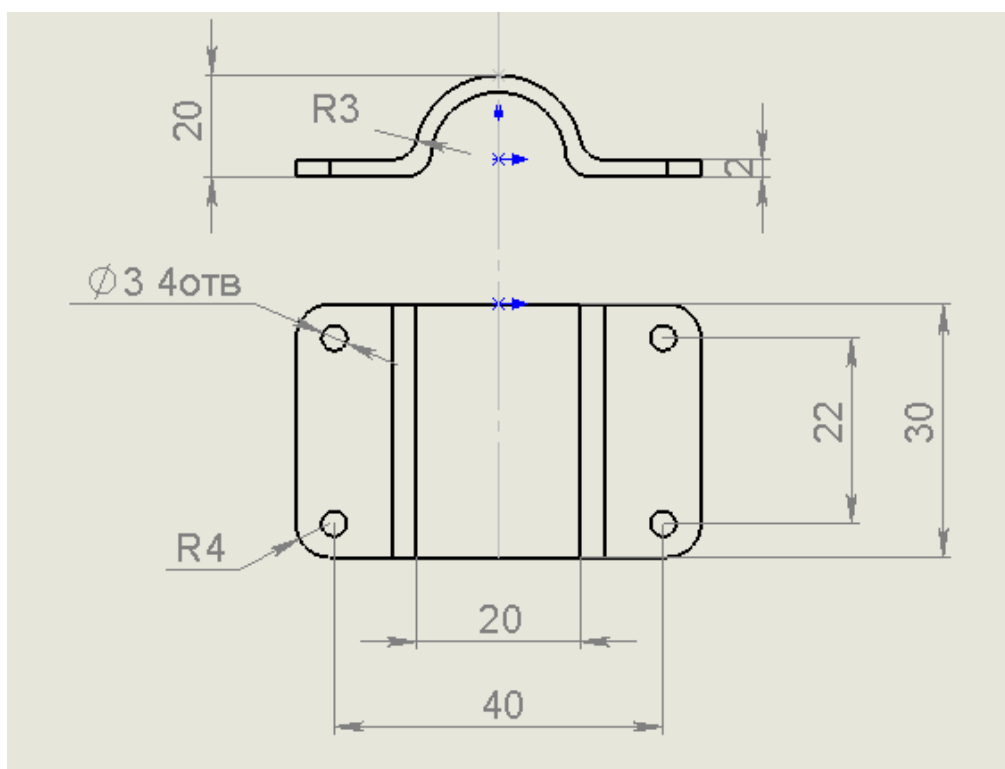


Рисунок 3.1 - Эскиз детали

### 3.2 Анализ вариантов технологических схем изготовления детали

Основными техническими признаками, влияющими на выбор варианта технологического процесса, являются: механические свойства и толщина материала, степень сложности конфигурации детали и ее габариты, требуемая точность детали, место расположения отверстий и точность расстояния между их осями и т.д. Основным экономическим признаком, от которого зависит решение вопроса экономической целесообразности того или иного варианта, является серийность производства.

Анализируя конструкцию и материал детали, могут приниматься следующие варианты технологических схем ее изготовления:

#### Вариант 1

- раскрой листа на полосы;
- вырубка в штампе полосы заготовки с одновременной пробивкой в ней отверстий в штампе совмещенного действия;
- гибка заготовки в штампе;
- доводка детали вручную.

#### Вариант 2

- раскрой листа на полосы;
- вырубка детали;
- пробивка 4х отверстий, диаметром 4мм;
- гибка заготовки в штампе;
- доводка детали вручную.

#### Вариант 3

- раскрой листа на полосы;
- вырубка детали;
- сверление в кондукторе 4х отверстий, диаметром 4мм;
- гибка заготовки в штампе;
- доводка детали вручную.

Принимаем I вариант изготовления детали, т.к. он содержит меньшее количество операций и является более экономичным.

### 3.3 Расчет технологических параметров

#### 3.3.1 Определение размеров заготовки

Размеры развертки детали:

$$L = l_{\text{пр}} + l_{\text{кр}}$$

(3.1)

где  $l_{\text{пр}}$  и  $l_{\text{кр}}$  - длина прямолинейных участков детали,

$$l_{\text{кр}} = 20 - 2R + 2(20 - 2S - 2R) + 2(14 - S - R) = 14 + 20 + 18 = 52 \text{ мм}$$

(3.2)

$$l_{\text{зр}} = 6,11 \cdot 4 = 24,4 \text{ мм}$$

(3.3)

$$L = 52 + 24,4 = 76,4 \text{ мм}$$

Размеры заготовки штамповки детали: 76,4x30 мм.

### 3.3.2 Расчет ширины полосы материала для изготовления заготовки

Она в основном зависит от марки и толщины материала, величины перемычек между выбираемыми заготовками, расположения заготовок в полосе, конструкции штампа, точности работы оборудования для раскроя листов, применяемых средств механизации подачи полосы в штамп.

Принимаем для разрабатываемого процесса, что лист разрезается на полосы на гильотинных ножницах. Заготовки из полос вырубаются в штампе без бокового прижима полосы и с подачей материала в любую зону вручную.

Формула для расчета ширины полосы в этом случае имеет вид:

$$B = D + 2(b + \Delta_{\text{ш}}) + z,$$

(3.4)

$b = 2,5 \text{ мм}$  - величина перемычки между заготовками,

$\Delta_{\text{ш}} = 1,2 \text{ мм}$  - односторонний (минусовый) допуск на ширину полосы,

$z = 1 \text{ мм}$  - гарантийный зазор между полосой и направляющими штампа,

В зависимости от расположения заготовки на полосе, ширина полосы может быть следующая:

$$B_1 = 76,4 + 2(2,5 + 1,2) + 1 = 84,8 \text{ мм},$$

$$B_2 = 30 + 2(2,5 + 1,2) + 1 = 38,4 \text{ мм}.$$

### 3.3.3 Расчет шага расположения заготовок

По ГОСТу выбираем листы, габаритом 1000x2000 мм. При изготовлении деталей гибкой, необходимо, по возможности, соблюдать правило, чтобы линия сгиба не совпадала с направлением проката листа (Рисунок 3.2). Шаг расположения заготовок на полосе составляет:

$$t_1 = 30 + 1,6 = 31,6 \text{ мм}$$

$$t_1 = 76,4 + 1,6 = 78 \text{ мм}$$

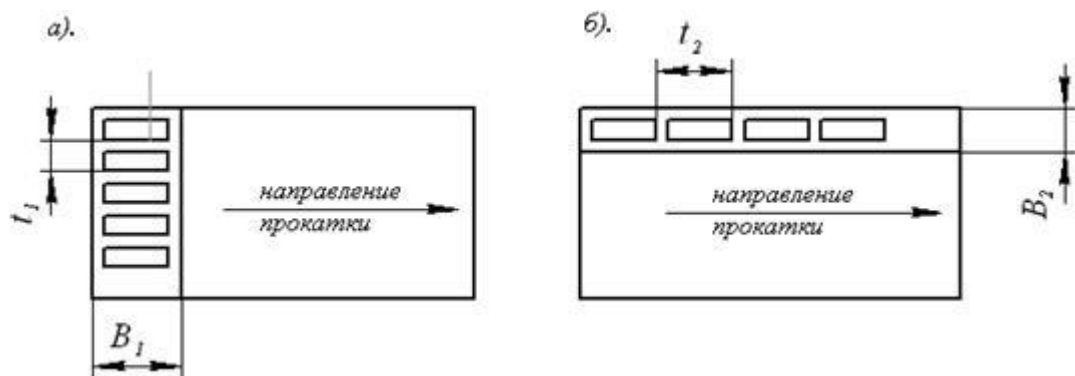


Рисунок 3.2 – Расположение полос при раскрое листа

### 3.3.4 Определение количества заготовок

Определяем количество заготовок, которое можно получить по вариантам а и б (Таблица 3.5)

Таблица 3.5 – Количество заготовок, получаемых из листов при различных вариантах раскроя.

Габариты листа мхм	Вариант раскроя	Количество (шт.)		
		Полос из листа	Заготовок из полосы	Заготовок из листа
1,0x2,0	а	2000:84,8=23	1000:31,6=31	23x31=713
	б	1000:38,4=26	2000:78=25	26x25=650
1,2x2,0	а	2000:84,8=23	1200:31,6=37	23x37=851
	б	1200:38,4=31	2000:78=25	31x25=775

### Расчет коэффициента использования материала

Производим расчет коэффициента использования материала листов:

$$\eta = \frac{f n}{A_{\text{л}} B_{\text{л}}} \cdot 100\%$$

(3.5)

Для определения площади заготовки  $f$ , разбиваем ее на фигуры простой геометрической формы. Общая площадь заготовки:

$$f = 76,4 \cdot 30 - ((4 + 4)(4 + 4) - 3,14 \cdot 4^2) = 2278,24 \text{ мм}^2$$

$$\eta_{1a} = \frac{2278,24 \cdot 713}{1000 \cdot 2000} \cdot 100\% = 81,2\%,$$

$$\eta_{2a} = \frac{2278,24 \cdot 851}{1200 \cdot 2000} \cdot 100\% = 80,9\%,$$

$$\eta_{1d} = \frac{2278,24 \cdot 650}{1000 \cdot 2000} \cdot 100\% = 74\%,$$

$$\eta_{2d} = \frac{2278,24 \cdot 775}{1200 \cdot 2000} \cdot 100\% = 73,6\%$$

Таким образом, для разработки технологического процесса изготовления детали выбираем лист габаритом 1000x2000 и его раскрой по варианту а.

Использование оставшегося материала листа:

$$\Delta_1 = 2000 - 84,8 \cdot 23 = 49,6 \text{ мм}.$$

$49,6 \text{ мм} > 38,4 \text{ мм}$ , значит, можно использовать оставшуюся полосу листа  $\Delta_1$ , изменив расположение заготовок на листе (Рисунок 3.3). Количество заготовок из полосы  $\Delta_1$ :  $1000:84,8=11$ .

$$\Delta_2 = 1000 - 31,6 \cdot 31 = 20,4 \text{ мм}.$$

$20,4 \text{ мм} < 84,8 \text{ мм}$ , значит, оставшуюся полосу листа  $\Delta_2$  использовать невозможно.

Следовательно,

$$\eta = \frac{2278,24 \cdot (713 + 11)}{1000 \cdot 2000} \cdot 100\% = 82,5\%.$$

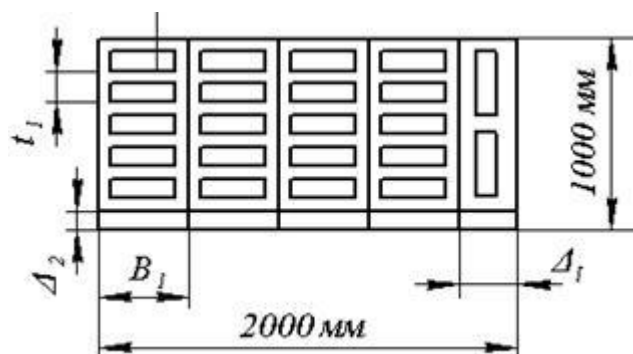


Рисунок 3.3 – Расположение заготовок на листе

### *Расчет усилия резки листа на полосы*

Произведем подбор гильотинных ножниц исходя из усилий резания и ширины отрезаемой полосы. Усилие резания определяем по формуле:

$$P = 0,5 \frac{S_o^2}{\operatorname{tg} \varphi} \sigma_{\varphi} k \quad (3.6)$$

где  $S_o = 2 \text{ мм}$  - толщина материала,  $\sigma_{\varphi} = 25 \text{ кгс/мм}^2$ ,  $\varphi \approx 1,5^\circ$  - угол створа ножниц,  $k = 1,3$  - коэффициент, учитывающий затупление ножей, разброс толщины и механических свойств материала и др.

$$P = 0,5 \frac{2^2}{\operatorname{tg} 1,5^\circ} 25 \cdot 1,3 = 2482,3 \text{ кгс} \quad (\approx 24,8 \text{ кН})$$

Ножницы для резки материала толщиной  $S_o \leq 2,5 \text{ мм}$ , пределом прочности  $\sigma_s \leq 50 \text{ кг/мм}^2$  и шириной реза  $\leq 1600 \text{ мм}$  по каталогу выбираем модель Н473 (ГОСТ 6282-52). Правильность их выбора проверяем по развиваемому усилию резания:

$$P = 0,5 \frac{2,5^2}{\operatorname{tg} 1,5^\circ} \cdot 50 \cdot 1,3 = 3102,8 \text{ кгс} \quad (\approx 31,03 \text{ кН})$$

Таким образом, для техпроцесса можно рекомендовать гильотинные ножницы модели Н473.

### *Определение усилия вырубке развертки детали и подбор пресса*

Усилие резания материала при вырубке заготовок по наружному контуру определяем по формуле:

$$P_1 = L \cdot S_o \cdot \sigma_{\varphi} \quad (3.7)$$

$$L = L_{\text{нр}} + L_{\text{нр}} \quad (3.8)$$

$$L_{\text{нр}} = 2 \cdot ((76,4 - 4 \cdot 2) + (30 - 4 \cdot 2)) = 180,8 \text{ мм}$$

$$L_{\text{ш}} = 2\pi R = 2 \cdot 3,14 \cdot 4 = 25,12 \text{ мм}$$

$$P_1 = (180,8 + 25,12) \cdot 2 \cdot 25 = 10296 \text{ кгс } (\approx 103 \text{ кН}).$$

Усилие снятия полосы с пуансона:

$$P_{\text{сн1}} = k_{\text{сн}} \cdot P_1 \quad (3.9)$$

где  $k_{\text{сн}} = 0,12$  - для штампа последовательного действия (вырубка-пробивка).

$$P_{\text{сн1}} = 0,12 \cdot 103 = 12,36 \text{ кН}.$$

Усилие проталкивания заготовки через матрицу:

$$P_{\text{тп1}} = k_{\text{тп}} \cdot P_1 n \quad (3.10)$$

где  $k_{\text{тп}} = 0,1$  - при вырубке на провал, n – количество заготовок, находящихся одновременно в цилиндрической шейке матрицы. Учитывая необходимость периодического ремонта – перешлифовки режущей кромки матрицы, принимаем n=3:

$$P_{\text{тп1}} = 0,1 \cdot 103 \cdot 3 = 30,9 \text{ кН}.$$

Усилие резания при пробивке 4х отверстий:

$$P_2 = 4\pi \cdot d \cdot S_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{ср}} = 4 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 25 = 1884 \text{ кгс } (\approx 18,8 \text{ кН}),$$

Усилие снятия заготовки с пуансона:

$$P_{\text{сн2}} = k_{\text{сн}} \cdot P_2 \quad (3.11)$$

где  $k_{\text{сн}} = 0,15$  - для многопуансонного пробивного штампа.

$$P_{\text{сн2}} = 0,15 \cdot 18,8 = 2,82 \text{ кН},$$

Усилие проталкивания отходов при пробивке отверстий:



$$P_{\text{пр2}} = k_{\text{пр}} \cdot P_2 n$$

(3.12)

где  $k_{\text{пр}} = 0,14$  - при вырубке с обратным выталкиванием,  $n=3$ .

$$P_{\text{пр2}} = 0,14 \cdot 18,8 \cdot 3 = 7,9 \text{ кН}.$$

Общее усилие пресса, необходимое для выполнения этой операции, составит:

$$P_{\Sigma} = k_1 \cdot (P_1 + P_2 + P_{\text{сн1}} + P_{\text{сн2}} + P_{\text{пр1}} + P_{\text{пр2}})$$

(3.13)

где  $k_1 = 1,3$  – коэффициент, учитывающий потери, затупление режущих кромок, разброс толщины и механических свойств материала и др.

$$P_{\Sigma} = 1,3 \cdot (103 + 18,8 + 12,36 + 2,82 + 30,9 + 7,9) = 228,5 \text{ кН}.$$

Произведем выбор пресса по каталогу оборудования, в зависимости от  $E_{\Sigma}$ , величины рабочего хода ползуна, закрытой высоты габаритов штампа в плане.

При этом условно принимаем следующее:

-рабочий ход ползуна должен быть не менее 10-20 мм,

-закрытая высота штампа  $H_{\text{заф}} = 150 \cdot S_{\sigma} = 300$  мм,

-габариты штампа в плане 450x700мм.

Наиболее подходящим для нашего случая выбираем пресс К 116 Б (усилие пресса  $P=360$ кН, ход ползуна  $h=64$ мм, габариты стола пресса 480x720мм  $H_{\text{заф}} = 300$ мм).

*Определение усилий гибки детали, выбор марки пресса*

Определим усилие гибки заготовки. Применяется четырехугольная гибка с прижимом:

$$P = 2,5 \cdot B \cdot S_{\sigma} \cdot \sigma_{\sigma} \cdot k_2,$$

(3.14)

где  $B=30\text{мм}$  – длина линиигиба,  $k_2=0,2$  – коэффициент для двухугольной гибки.

$$P = 2,5 \cdot 30 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 0,2 = 900 \text{ кгс} \quad (\approx 9 \text{ кН}).$$

Выбираем пресс для выполнения операции четырехугольной гибки с прижимом, при этом условно принимаем:

-ход ползуна не менее 2х высот детали, т.е.  $h \approx 40\text{мм}$ ,

-закрытая высота штампа  $H_{\text{загр}} = 3h = 120\text{мм}$ ,

-габариты штампа в плане 350х750мм.

По каталогу выбираем пресс ЭР50 (усилие пресса  $P= 500\text{кН}$  , ход ползуна  $h= 70\text{мм}$  , габариты стола пресса 370х575мм  $H_{\text{загр}} = 265\text{мм}$ ).

*Расчет параметров пружинения материала*

Радиус закругления пуансона, учитывающий отпужинивание заготовки после ее гибки, определим по формуле:

$$r_{\text{ен}} = \frac{1}{\frac{1}{r_0 + 0.5S_0} + \frac{3\sigma_s}{ES_0}} - \frac{S_0}{2} \quad (3.15)$$

$r_0$  - внутренний радиус детали,

$E = 2 \cdot 10^4 \text{ кгс / мм}^2$  - модуль упругости материала,

$$r_{\text{ен}} = \frac{1}{\frac{1}{3 + 0.5 \cdot 2} + \frac{3 \cdot 30}{2 \cdot 10^4 \cdot 2}} - \frac{2}{2} = 2,96\text{мм};$$

Угол пружинения материала после снятия внешней нагрузки:

$$\gamma = \alpha_{\text{дет}} - \alpha_{\text{пружис}}, \quad (3.16)$$

$$\alpha_{\text{крзглс}} = \left[ 1 - \frac{3\sigma_{\text{с}}}{E} \left( \frac{r_{\text{с}}}{S_{\text{с}}} - \frac{1}{2} \right) \right] = \left[ 1 - \frac{3 \cdot 30}{2 \cdot 10^4} \left( \frac{3}{2} - \frac{1}{2} \right) \right] 90^\circ = 89,6^\circ$$

(3.17)

$$\gamma = 90^\circ - 89,6^\circ = 0,4^\circ$$

Таким образом, в технических условиях на проектирование гибочного штампа необходимо задать радиус закругления пуансона 2,96мм , а угол сопряжения рабочих кромок пуансона 89,6°.

### 3.4. Конструктивная часть

#### 3.4.1 Обоснование конструктивной схемы штампа

Штампы для гибки подразделяются на штампы простого, последовательного и совмещенного действия. В штампах простого действия за один ход подвижной части блока выполняется только одна операция или переход гибки. Штампы этой группы подразделяются на специальные и универсальные. Специальные штампы применяют для изготовления деталей простейшей формы одно операционной гибкой в одном штампе или для получения деталей сложной формы много переходной поэлементной гибкой в штампах простого действия. Универсальные штампы применяют для получения однотипных деталей простой формы, но разных размеров, однопереходной гибкой или для выполнения деталей сложной формы много переходной гибкой в одном и том же универсальном штампе.

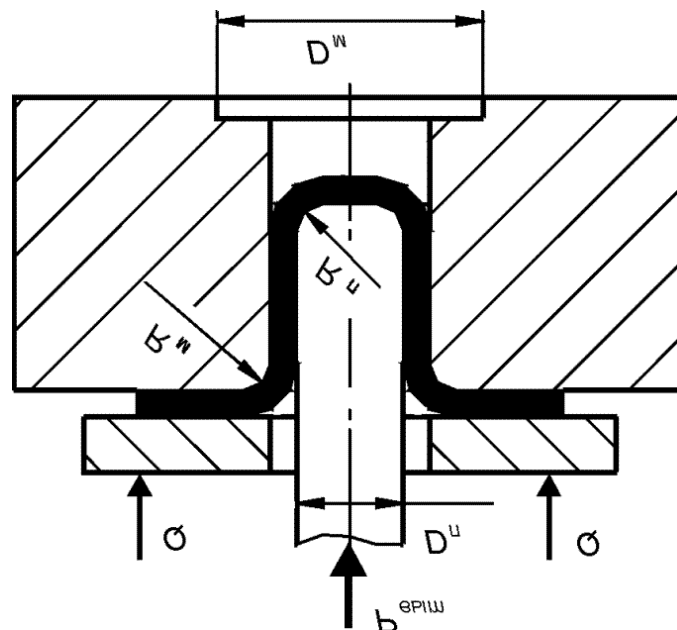


Рисунок 3.4 – Схема штампа для гибки детали

### 3.4.2 Описание конструкции штампа, принцип действия

Двухугловой гибочный штамп показан на Рисунке 3.5. С его помощью будет выполняться четырехугольная гибка детали. Заготовку укладывают на прижим 1, действующий от выталкивателя 2.

При опускании пуансона 3 заготовка сначала зажимается между пуансоном и выталкивателем, а затем изгибается с помощью матрицы 4 и принимает форму скобы. Затем деталь переворачивают загнутыми углами вниз и выполняется второй переход.

После гибки деталь из матрицы удаляется выталкивателем, действующим от нижнего буферного устройства.

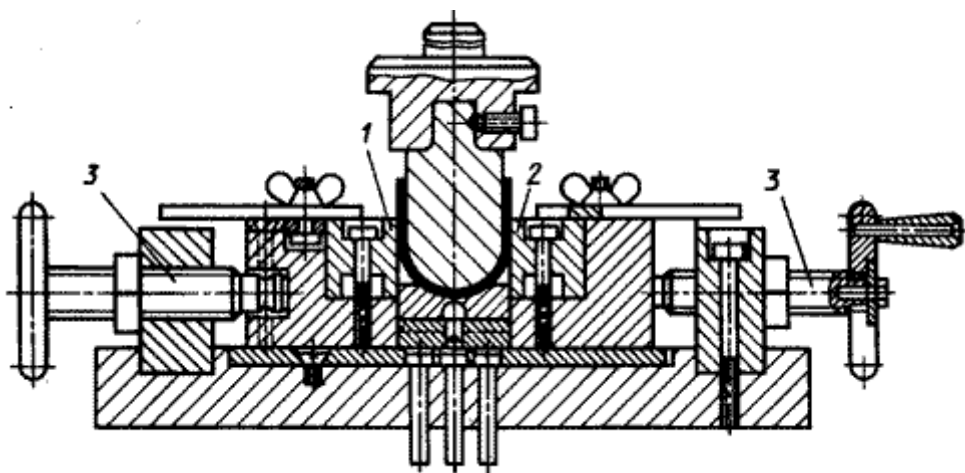


Рисунок 3.5 – универсальный штамп простого действия для двух угловой гибки

Определение исполнительных размеров элемента штампа.

К конструктивно-технологическим параметрам штамповой оснастки относятся:

1. Односторонний зазор  $z$  – между матрицей и пуансоном при двухугловой гибке. Он определяется в зависимости от толщины материала  $S_o$  по формуле

$$z = S_o (1 + n) \quad (3.18)$$

где  $n = 0,08$  – коэффициент, зависящий от длины отгибаемых полок и толщины материала.

$$z = 2(1 + 0,08) = 2,16 \text{ мм}$$

Радиус закругления рабочей кромки матрицы

$$r_m = (2 \dots 3) S_o = 4 \text{ мм}$$

Глубина матрицы  $k = 20 \text{ мм}$

Радиус закругления пуансона рассчитан в п. 3.7,  $r_{ex} = 2,96 \text{ мм}$ ;

Исполнительный размен матрицы

$$A_M = (A_D - K_\Delta \Delta)^{+ \delta_M} \quad (3.19)$$

$A_D = 6,11 \cdot 2 + 20 - 2 \cdot R + 2 \cdot (20 - S - R) = 56,22 \text{ мм}$  – номинальный размер детали после гибки (1 переход),

$K_\Delta = 0,4$  – коэффициент, определяющий долю допуска,

$\Delta = 0$  – предельное отклонение размера детали.

$$A_M = 56,22 \text{ мм}$$

*Техника безопасности при изготовлении детали*

Техника безопасности и охрана труда работающих приобретают особое значение при холодной листовой штамповке. Избежать производственных травм в этой области можно различными путями.

При работе на открытых штампах, а также при штамповке из отдельных (штучных) заготовок их обязательно следует укладывать, а отштампованные детали удалять посредством какого-либо ручного инструмента (пинцетами, щипцами, линейками и т. д.). При штамповке из полосы рекомендуется применять штампы безопасной конструкции, например, закрытые штампы с направляющей плитой и с автоматически действующими упорами, ловителями, боковыми ножами и т. д. Особое внимание при конструировании прессов и штампов уделяется системе ограждения штампового пространства, так как в этой зоне максимальное число травм.

Штамповое пространство ограждается решетками. Для защиты персонала используют блокирующие устройства, основной деталью которой являются фотоэлектрические датчики, расположенные в штамповом пространстве. Они дают команду на мгновенную остановку прессы при попадании в зону руки. Кроме того, в прессах используют двуручное включение. Здесь необходимо использовать педаль выше пола на 100 мм.

Также необходимо следить за уровнем освещенности на рабочем месте, ибо плохая освещенность может привести к различным видам травм.

### 3.4.3 Применение стандартных элементов

По ГОСТу выбираем стандартные элементы штампа.

Габаритные элементы матрицы определяем по таблице, исходя из размеров рабочей зоны: 80x40 – рабочая зона, 140x80 – габаритные размеры.

По ГОСТу 13125-83 принимаем обозначение блока 1004-4354 и его размеры:  $d=32\text{мм}$ ; расстояние при нижнем положении верхней плиты  $H_{\text{нплл}}=80\text{мм}$ ,  $H_{\text{нплб}}=95\text{мм}$ ,  $H_{\text{лплл}}=175\text{мм}$ ,  $H_{\text{лплб}}=190\text{мм}$ ,  $h=50\text{мм}$ ,  $h_1=45\text{мм}$ ,  $A=160$ ,  $A_1=125\text{мм}$ . Обозначение плиты 1004-4354/001, обозначение заготовки 1022-4448, колонки 1030-6045, втулка 1032-2643.

По ГОСТу 13112-83 принимаем размеры заготовки:  $H=50\text{мм}$ ,  $h=25\text{мм}$ ,  $A=160\text{мм}$ ,  $A_1=125\text{мм}$ ,  $l=25\text{мм}$ ,  $l_1=99\text{мм}$ ,  $r=45\text{мм}$ ,  $r_1=16\text{мм}$ .

По ГОСТу 13118-83 принимаем размеры колонок:  $D=32\text{мм}$ ,  $L=160\text{мм}$ ,  $l=8\text{мм}$ ,  $R=3\text{мм}$ ,  $R_1=5\text{мм}$ ,  $c=4\text{мм}$ .

По ГОСТу 13120-83 принимаем размеры втулки:  $d=32\text{мм}$ ,  $d_1=33\text{мм}$ ,  $D=43\text{мм}$ ,  $D_1=45\text{мм}$ ,  $L=100\text{мм}$ ,  $l=40\text{мм}$ ,  $l_1=42\text{мм}$ ,  $l_2=16\text{мм}$ ,  $l_3=32\text{мм}$ .

### Вывод по технологическому разделу

В данном разделе дипломного проекта рассматриваются особенности холодной листовой штамповки, ее преимущества и недостатки, разработан технологический процесс изготовления детали - скоба, спроектирован штамп, в котором осуществляется первый переход операции гибки для изготовления заданной детали. Особенность данной части дипломного

проекта является то, что был изготовлен малоотходный раскрой материала, который позволяет наиболее эффективно использовать материал.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие. Кузнецов В.А, Дьяков И.Ф. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с.
2. Острцов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В., Павлова Л.А. Автомобильные подвески: Учебное пособие по дисциплине «Конструкция автомобиля и трактора» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) «Автомобиле – и тракторостроение». Часть I. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 162 с.
3. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили»/ Сост. В.Н. Торлин, Т.А. Рогозина, А. Г. Остренко. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – 64
4. Эксплуатационные свойства автомобиля : учебное пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск :УлГТУ, 2011. – 109 с.
5. Раймпель Й. Шасси автомобиля./Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. П. Агапова; Под ред. И. Н. Зверьева. М.: Машиностроение, 1983. – 356 с., ил.
6. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. –Машиностроение, 1987. – 288с.:ил.
7. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов, и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.: ил.
8. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин : учебник / В. В. Ларин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391, [1] с. :ил.
9. Adam Theander. Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. 2004.
10. Race car vehicle dynamics/ William F. Milliken, Douglas L. Milliken. 1995.
11. The Automotive Chassis: Engineering Principles. Second edition.JornsenReimpell. 2001.



12. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. - Машиностроение, 1984. - 376 с., ил.
13. Проектирование подвески автомобиля [Текст] / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. - М. : Машиностроение, 1976. - 168 с. : ил. - 8000 экз.. - 0.57 р.
- Библиогр.: с. 165-167
14. Рудман Л.И. Справочник конструктора штампов [Текст] / Л.И. Рудман, В.Л. Марченко. – М.: Машиностроение, 1988 г.
15. Романовский В.П. Справочник по холодной листовой штамповке [Текст] / В.П. Романовский. - Л.: Машиностроение, 1979 г.
16. Смеляков Е.П. Технология листовой штамповки в производстве летательных аппаратов [Текст]: метод. указания / Е.П. Смеляков, Ю.В. Федотов, В.П. Самохвалов. - СГАУ, Самара, 2004. - 65 с.
17. Смеляков Е.П. Технология листовой штамповки в производстве летательных аппаратов [Текст]: метод. указания / Е.П. Смеляков, П.Я. Пытьев. - СГАУ, Самара, 2002. - 65 с.
18. Смеляков Е.П. Основы конструирования штамповочной оснастки для изготовления листовой детали ЛА [Текст]: метод. указания / Е.П. Смеляков, Ю.В. Федотов. - СГАУ, Самара, 2002. - 105 с.
19. ГОСТ 13125-83. Штампы для листовой штамповки. Блоки штампов с задним расположением направляющих узлов скольжения [Текст] – Введ. 1984-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2001. - 18 с.
20. ГОСТ 13112-83. Штампы для листовой штамповки. Плиты-заготовки для штампов с задним расположением направляющих узлов. Конструкция и размеры [Текст] – Введ. 1984-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2001.
21. ГОСТ 13118-83. Штампы для листовой штамповки. Втулки направляющие гладкие. Конструкция и размеры [Текст] – Введ. 1984-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2001. – 11 с.
22. Программное обеспечение САПР SolidWorks 20015.
23. Родикова Л. Н. Организация конструкторской подготовки производства: Учебное пособие. Красноярск: КГТУ, 2003 – 233 с.
24. Родикова Л. Н. Организация и планирование работы портов и транспортных терминалов: Учебное пособие / Л. Н. Родикова. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. – 156 с.

25. Базовые и текущие часовые тарифные ставки, установленные с учетом фонда оплаты труда одного рабочего основного производства и одного рабочего, обслуживающего машины и механизмы, по виду экономической деятельности «строительство» на первый квартал 2015 года. Норма рабочего времени при 40-часовой неделе 161,33 часов [Электронный ресурс] - Режим доступа ?hash=fcf2f5b48372d181a0&dl=c3aed347d253593777.
26. ООО "СибМеталлТорг" [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://24sibmt.ru>.
27. Программное обеспечение Reent.
28. СНИП 31-06-2008. Общественные здания и сооружения.
29. ГОСТ 12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. – Введен впервые; дата введ 01.01.1974. – М.: Госстандарт СССР, 1986. – 16 с.
30. ГОСТ 12.1.003-83. Шум. Общие требования безопасности. – Введен впервые; дата введ 03.04.1985. – М.: Госстандарт СССР, 1985. – 10 с.
31. ГОСТ 12.1.004-85. Пожарная безопасность. Общие требования. – Введен впервые; дата введ 01.07.1986. – М.: Госстандарт СССР, 1986. – 12 с
32. ГОСТ 19358-74. Пожарная безопасность. Общие требования. – Введен впервые; дата введ 06.05.1974. – М.: Госстандарт СССР, 1974. – 10 с
33. Стандарт организации. Система менеджмента качества. Общие требования к построению изложению и оформлению документов учебной деятельности. СТО 4.2-07-2014 – Красноярск: СФУ 2014.-60с.